

Universidad  
Politécnica  
de Cartagena



**industriales**  
etsii UPCT

# Análisis mediante el M.E.F. de un chasis de Formula Student

**Titulación:** Ingeniería Industrial  
**Alumno/a:** Baltasar Trabalón Oller  
**Director/a/s:** Pedro Jesús Martínez Castejón

Cartagena, 11 de Julio de 2016

## RESUMEN DEL PROYECTO:

En este proyecto se intentará simular como trabaja el chasis de un Formula Student de la manera más realista posible. Para ello, partiendo del diseño en SOLIDWORKS, éste será procesado con ANSYS para ser calculado mediante el método de los elementos finitos.

Una vez allí, aplicaremos las cargas de aceleración que sufre nuestro monoplaza en los distintos tramos de un circuito, siendo fundamental para la transmisión de las cargas que producen estas aceleraciones un correcto modelado del funcionamiento de los mecanismos de amortiguación delanteros y traseros, dirección, motor, así como de los neumáticos como punto de contacto del vehículo con el suelo.

Serán analizadas las situaciones de máximo esfuerzo en las que se puede ver involucrado el vehículo sin deslizar para las pruebas de frenada, aceleración y paso por curva rápida. De igual modo también calcularemos la rigidez del chasis a torsión debido a su importancia en el comportamiento, y la resistencia al balanceo de cada eje.

Las situaciones de máxima sollicitación serán conocidas mediante experimentación, aplicando sucesivos estados de carga a nuestro modelo y conociendo el momento previo al deslizamiento para obtener ahí un análisis preciso del comportamiento de nuestra estructura.

Obtenidos los resultados, intentaremos reflejar las cualidades del chasis y del vehículo e identificar las áreas donde introducir mejoras.

## ABSTRACT:

This final degree project will attempt to simulate how a Formula Student frame works. To do this, based on the CAD design, this design will be processed with ANSYS to be calculated using the finite element method.

Once there, acceleration loads afflicting our car in different sections of a circuit will be applied. We will learn the response of the chassis to the loads transmitted through the suspension, making it possible to know the weight distribution on each wheel in a high speed corner and the efforts suffered by the chassis in every situation along a lap around a circuit.

It will be essential for the transmission of loads that produce these accelerations a correct modeling of the front and rear car suspension, steering, engine and tires.

We will find the maximum stress situations in which the vehicle can be involved without sliding in different situations : braking, acceleration and cornering. Also we will calculate the torsional stiffness of the chassis due to its importance in the vehicle behavior and rolling resistance of each axis.

Maximum stress situations will be known by experimentation. We will test successive loads situations until know the moment in which the slide starts, and at this point of maximum acceleration we will calculate how our tubular spaceframe supports these efforts.

Once the results are obtained, we will try to reflect the qualities of the chassis and the vehicle and identify areas where make improvements.

## ÍNDICE GENERAL DEL PROYECTO

Índice De Figuras .....	6
Índice De Tablas .....	14
Motivación, Objetivos Y Alcance Del Proyecto. ....	15
Capítulo 1: El Chasis. ....	18
1.1.-Introducción.....	19
1.2.-Historia.....	20
1.3.-Tipos de chasis. ....	26
1.4.-El chasis en automóviles de Competición.....	33
Capítulo 2: El Chasis En Formula Student. ....	37
2.1.-Introducción.....	38
2.2.-Restricciones que afectan al chasis.....	42
2.3.-Criterios de Diseño de un chasis tubular. ....	48
2.4.-Especificaciones concretas del modelo 2012. ....	54
Capítulo 3: Creación Del Modelo Para El Estudio Y Análisis. ....	57
3.1.-Introducción.....	58
3.2.-Geometría. ....	59
3.3.-Tipos de elementos y materiales. ....	64
3.4.-Los neumáticos. ....	71
3.5.-Modo de introducción de solicitaciones.....	79
Capítulo 4: Estudio Del Modelo. ....	82
4.1.-Introducción.....	83
4.2.-Prueba de frenada. ....	85
4.3.-Prueba de aceleración. ....	94
4.4.-Paso por curva a velocidad constante. ....	104
Capítulo 5: Base teórica del cálculo en ansys. ....	115
5.1.-El método de los elementos finitos. ....	116
5.2.-Sistemas discretos: formulación general. ....	119
5.3.-El programa ansys.....	124
5.4.-Antes de realizar un cálculo por el m.e.f. ....	126
5.5.-Teorías de fallo para materiales dúctiles: tensión equivalente de von mises. ....	128
Capítulo 6: Cálculo En Ansys Y Resultados.....	132
6.1.-Introducción.....	133
6.2.-Prueba de frenada. ....	134
6.3.-Prueba de aceleración. ....	138
6.4.-Prueba de paso por curva a velocidad constante.....	142
6.5.-Rigidez a torsión del chasis. ....	148



6.6.-Rigidez a torsión de los trenes delantero y trasero. ....	152
<b>Capítulo 7: Análisis De Resultados Y Mejoras. ....</b>	<b>161</b>
7.1.-Introducción. ....	162
7.2.-Configuración para paso por curva a velocidad constante:.....	163
7.3.-Resultados de la nueva configuración para paso por curva. ....	213
7.4.-Análisis general de resultados y estudio de futuras mejoras. ....	220
Conclusiones. ....	230
Bibliografía. ....	231

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 0:</b> Equipo formula student upct .....	16
<b>Capítulo 1:</b> El Chasis.....	18
<b>Figura 1.1:</b> Chasis en fibra de carbono perteneciente al porsche 918 hybrid (2015) .....	19
<b>Figura 1.2:</b> Franklin automobile - wooden frame and suspension – 1910 .....	20
<b>Figura 1.3:</b> The <i>Ford Model T</i> .....	20
<b>Figura 1.4:</b> Chasis del Lancia lambda,1923 .....	21
<b>Figura 1.5:</b> El innovador diseño técnico del Traction Avant. ....	21
<b>Figura 1.6:</b> Chasis del celebre chevrolet corvette de 1953 .....	22
<b>Figura 1.7:</b> Especificaciones Chasis del chevrolet corvette de 1953 .....	22
<b>Figura 1.8:</b> Chasis del jaguar XE (2013) .....	23
<b>Figura 1.9:</b> Inserciones en fibra de carbono en el chasis de un bmw serie 7 (2015) .....	23
<b>Figura 1.10:</b> Chasis del nuevo audi r8 (2016) .....	24
<b>Figura 1.11:</b> Chasis en fibra de carbono bmw i3 .....	25
<b>Figura 1.12:</b> Chasis en h o escalera de la toyota hilux .....	26
<b>Figura 1.13:</b> Chasis columnar del mazda mx5 2015 .....	27
<b>Figura 1.14:</b> Chasis del nuevo subaru impreza 2017.....	28
<b>Figura 1.15:</b> Chasis adaptable para autobús urbano .....	28
<b>Figura 1.16:</b> Chasis tubular del bac mono (2015) .....	29
<b>Figura 1.17:</b> Chasis multitubular del ariel nomad. ....	29
<b>Figura 1.18:</b> Carrocería y Chasis del ferrari 250 gto .....	30
<b>Figura 1.19:</b> Chasis al desnudo del ferrari 250 gto .....	31
<b>Figura 1.20:</b> Chasis autoportante del porsche 911 turbo (2015) .....	31
<b>Figura 1.21:</b> Chasis acero aston martin rapide s .....	32
<b>Figura 1.22:</b> Chasis audi R8. Tecnología Space-Frame .....	32
<b>Figura 1.23:</b> Chasis multitubular de los comienzos de la formula 1 .....	33
<b>Figura 1.24:</b> Primer chasis monocasco introducido en formula 1 (lotus,1962) .....	33
<b>Figura 1.25:</b> Primer chasis monocasco en fibra de carbono empleado en F1 .....	34
<b>Figura 1.26:</b> Chasis mixto empleado por los vehículos LMP1 (Campeonato Fia- WEC).....	34
<b>Figura 1.27:</b> Monocasco actual de un vehículo de formula 1 .....	35
<b>Figura 1.28:</b> Chasis tubular empleado por un vehículo del dakar.....	35
<b>Figura 1.29:</b> Chasis tubular empleado en un vehículo del campeonato del mundo de rally.....	36
<b>Capítulo 2:</b> El Chasis En Formula Student. ....	37
<b>Figura 2.1:</b> Monoplazas de formula student (upct y upv).....	38
<b>Figura 2.2:</b> Monoplaza de formula student (T.U. Stuttgart).....	38
<b>Figura 2.3:</b> Monocasco formula student. universidad de stuttgart .....	39
<b>Figura 2.4:</b> Chasis tubular de un monoplaza de formula student.....	39
<b>Figura 2.5:</b> Chasis tubular de un formula student. uniones atornilladas. ....	40
<b>Figura 2.6:</b> Estructura trasera en aluminio de un monoplaza de formula student.....	40
<b>Figura 2.7:</b> Chasis monocasco de aluminio de un formula student .....	41

<b>Figura 2.8:</b> Dimensiones exigidas para cumplir seguridad antivuelco .....	44
<b>Figura 2.9:</b> Dimensiones exigidas para cumplir protecciones laterales .....	47
<b>Figura 2.10:</b> Cargas que producen flexión en un chasis. ....	48
<b>Figura 2.11:</b> Ejemplo de torsión en una barra cilíndrica. ....	49
<b>Figura 2.12:</b> Distribución de masas adecuada para un centro de gravedad bajo. ....	50
<b>Figura 2.13:</b> Una amplia zona trasera permite extraer el motor desde arriba. ....	51
<b>Figura 2.14:</b> Chasis tubular del equipo upct (2012) llevado a análisis. ....	52
<b>Figura 2.15:</b> Monoplaza del equipo upct (2012) en el circuito de silverstone .....	54
<b>Figura 2.16:</b> Chasis tubular del equipo upct (2012) .....	54
<b>Figura 2.17:</b> Diametros de tubo empleados en la fabricación del chasis.....	55
<b>Figura 2.18:</b> Disposición en el chasis de los distintos tipos de tubos.....	56
<b>Figura 2.19:</b> Vista lateral del chasis del equipo upct en el circuito de silverstone. ....	56
<b>Capítulo 3:</b> Creación Del Modelo Para El Estudio Y Análisis.....	57
<b>Figura 3.1:</b> Mensaje en el alerón trasero del porsche 918 hybrid .....	58
<b>Figura 3.2:</b> Simulación cfd de un monoplaza de formula 3000.....	58
<b>Figura 3.3:</b> Modelo alámbrico de nuestro chasis en formato cad .....	59
<b>Figura 3.4:</b> Importación de lineas desde nuestro archivo cada a ansys.....	60
<b>Figura 3.5:</b> Metodo de definición de puntos en ansys apdl.....	60
<b>Figura 3.6:</b> Metodo de definición de líneas en ansys apdl.....	60
<b>Figura 3.7:</b> Acoplamiento de los grados de libertad en puntos coincidentes. ....	61
<b>Figura 3.8:</b> Formación de rótulas mediante acoplamientos de grados de libertad. ....	61
<b>Figura 3.9:</b> Acoplamiento de los grados de libertad necesarios en estabilizadora delantera .....	61
<b>Figura 3.10:</b> Detalle del mecanismo de suspensión delantera. ....	62
<b>Figura 3.11:</b> Detalle del acoplamiento de grados de libertad en suspension delantera. ....	62
<b>Figura 3.12:</b> Cota vertical del monoplaza formula student upct (2012) .....	63
<b>Figura 3.13:</b> Batalla y ancho de via del monoplaza formula student upct (2012) .....	63
<b>Figura 3.14:</b> Modelo en 3D ya mallado en ansys .....	64
<b>Figura 3.15:</b> Detalle de la introducción de variables en ansys apdl. ....	64
<b>Figura 3.16:</b> Definicion de los tipos de elementos empleados en nuestro modelo. ....	65
<b>Figura 3.17:</b> Definicion de las características de los materiales empleados. ....	65
<b>Figura 3.18:</b> Definicion de las secciones empleadas en nuestro modelo. ....	66
<b>Figura 3.19:</b> Representación 3D de los perfiles tubulares empleados.....	66
<b>Figura 3.20:</b> Mallado de los elementos muelle de nuestro modelo. ....	67
<b>Figura 3.21:</b> Mallado de los elemtos tubo de nuestro modelo.....	67
<b>Figura 3.22:</b> Formulación y características del elemento de tipo viga "BEAM 188" .....	68
<b>Figura 3.23:</b> Mallado de sección hueca del elemento de tipo viga "BEAM 188" .....	69
<b>Figura 3.24:</b> Mallado de sección maciza del elemento de tipo viga "BEAM 188" .....	69
<b>Figura 3.25:</b> Mallado longitudinal del elemento de tipo viga "BEAM 188" .....	70
<b>Figura 3.26:</b> Neumático delantero izquierdo de un monoplaza de formula student. ....	71
<b>Figura 3.27:</b> Esfuerzos generados por un neumático. ....	71
<b>Figura 3.28:</b> Coeficiente de friccion en función de la carga normal (neumático trasero) .....	72

<b>Figura 3.29:</b> Coeficiente de fricción en función de la carga normal (neumático delantero) .....	72
<b>Figura 3.30:</b> Coeficiente de fricción estático en un sólido rígido.....	73
<b>Figura 3.31:</b> Fuerza lateral en función de la carga normal en un vehículode calle .....	74
<b>Figura 3.32:</b> Fuerza lateral máxima posible en función de la carga vertical. ....	74
<b>Figura 3.33:</b> Fuerza media perdida por rueda. ....	75
<b>Figura 3.34:</b> Representación gráfica de la constante elástica del neumático.....	77
<b>Figura 3.35:</b> Representación gráfica del sistema de amortiguación de un vehículo .....	77
<b>Figura 3.36:</b> Esquema rueda-neumático de nuestro modelo. ....	78
<b>Figura 3.37:</b> Definición de la constante elástica en eje vertical del neumático .....	78
<b>Figura 3.38:</b> Posibles movimientos de un vehículo en funcionamiento. ....	79
<b>Figura 3.39:</b> Representacióndel modelo en ansys con mallado oculto. ....	79
<b>Figura 3.40:</b> Definición de los apoyos en nuestro modelo.....	80
<b>Figura 3.41:</b> Detalle de los apoyos en el neumático trasero derecho. ....	80
<b>Figura 3.42:</b> Modo de introducción de aceleraciones en cada eje. ....	81
<b>Capítulo 4:</b> Estudio Del Modelo. ....	82
<b>Figura 4.1:</b> Límite de adherencia. ferrari laferrari en pista (2015).....	83
<b>Figura 4.2:</b> Detalle del chasis a traves de la carrocería de una toyota hilux.....	84
<b>Figura 4.3:</b> Bloqueo de los neumáticos durante una frenada en formula 1. ....	85
<b>Figura 4.4:</b> Definición de los muelles que configuran el reparto de frenada de nuestro modelo. ....	85
<b>Figura 4.5:</b> Trasferencia de masa producida en frenada. ....	86
<b>Figura 4.6:</b> Necesidades de agarre en tren delantero Vs aceleración longitudinal (frenada) .....	88
<b>Figura 4.7:</b> Disponibilidad de agarre en tren delantero Vs aceleración longitudinal (frenada).....	88
<b>Figura 4.8:</b> Necesidades de agarre en tren trasero Vs aceleración longitudinal (frenada).....	89
<b>Figura 4.9:</b> Disponibilidad de agarre en tren trasero Vs aceleración longitudinal (frenada).....	89
<b>Figura 4.10:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren delantero (frenada) .....	90
<b>Figura 4.11:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren delantero (frenada) .....	90
<b>Figura 4.12:</b> Límite de agarre en frenada.....	91
<b>Figura 4.13:</b> Detalle del límite de agarre en frenada (tren delantero) .....	91
<b>Figura 4.14:</b> Detalle del límite de agarre en tren trasero (frenada).....	92
<b>Figura 4.15:</b> Agarre disponible(%) Vs agarre necesario (%)en neumático interior delantero .....	93
<b>Figura 4.16:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático exterior delantero.....	93
<b>Figura 4.17:</b> Deslizamiento del tren tractor en aceleración (BMW M4).....	94
<b>Figura 4.18:</b> Detalle de los apoyosde nuestro modelo para la situación de tracción trasera .....	94
<b>Figura 4.19:</b> Ejemplo de distribución de peso durante un proceso de aceñeración.....	95
<b>Figura 4.20:</b> Necesidades de agarre en tren trasero Vs aceleración longitudinal (aceleración).....	98
<b>Figura 4.21:</b> Disponibilidad de agarre en tren trasero Vs aceleración longitudinal (aceleración).....	98
<b>Figura 4.23:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren trasero (aceleración).....	99
<b>Figura 4.22:</b> Detalle del límite de agarre en aceleración (tren trasero).....	99
<b>Figura 4.24:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático interior Trasero .....	100
<b>Figura 4.25:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático exterior trasero.....	100

<b>Figura 4.27:</b> Disponibilidad de agarre en tren delantero Vs aceleración longitudinal (aceleración) .....	101
<b>Figura 4.26:</b> Necesidades de agarre en tren delantero Vs aceleración longitudinal (aceleración).....	101
<b>Figura 4.28:</b> Necesidades de agarre en tren trasero Vs aceleración longitudinal (aceleración).....	102
<b>Figura 4.29:</b> Disponibilidad de agarre en tren trasero Vs aceleración longitudinal (aceleración) .....	102
<b>Figura 4.30:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren delantero (aceleración) .....	103
<b>Figura 4.31:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren trasero (aceleración).....	103
<b>Figura 4.32:</b> Vista aérea de la parabólica, mítica curva del circuito de monza .....	104
<b>Figura 4.33:</b> Fuerzas ejercidas por los neumáticos en curva .....	104
<b>Figura 4.34:</b> Carga vertical sobre los neumáticos en curva .....	105
<b>Figura 4.35:</b> Fuerza centrífuga sobre nuestro centro de masas en curva .....	105
<b>Figura 4.36:</b> Paso por curva con las ruedas interiores a ella sobre el plano .....	106
<b>Figura 4.37:</b> Apoyos de nuestro modelo para la prueba de paso por curva .....	106
<b>Figura 4.38:</b> De arriba abajo: subviraje, trazada neutra y sobreviraje.....	107
<b>Figura 4.39:</b> Formula Student UPCT (2012) trazando una curva en el circuito de Cartagena. ....	107
<b>Figura 4.40:</b> Necesidades de agarre en tren delantero Vs aceleración Lateral (paso por curva) .....	109
<b>Figura 4.41:</b> Disponibilidad de agarre en tren delantero Vs aceleración Lateral (paso por curva).....	109
<b>Figura 4.42:</b> Necesidades de agarre en tren trasero Vs aceleración Lateral (paso por curva) .....	110
<b>Figura 4.43:</b> Disponibilidad de agarre en tren trasero Vs aceleración Lateral (paso por curva).....	110
<b>Figura 4.44:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren delantero (paso por curva) .....	111
<b>Figura 4.45:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren trasero (paso por curva) .....	111
<b>Figura 4.46:</b> Ejemplo de pérdida de contacto con el asfalto de la rueda interior delantera .....	112
<b>Figura 4.47:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático interior delantero (p.Curva).....	113
<b>Figura 4.48:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático exterior delantero (P. Curva).....	113
<b>Figura 4.49:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático interior trasero (P. Curva).....	114
<b>Figura 4.50:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático exterior trasero (P. Curva).....	114
<b>Capítulo 5:</b> Base teórica del cálculo en ansys.....	115
<b>Figura 5.1:</b> Resultados de simulación C.F.D. en ansys de un turismo de competición .....	116
<b>Figura 5.2:</b> Detalle de las tensiones de von mises en un cigüeñal .....	117
<b>Figura 5.3:</b> Módulos de trabajo de Ansys .....	124
<b>Figura 5.4:</b> Cada vez es mas habitual la presentacia de este tipo de software en el campo de la competición y búsqueda de rendimiento .....	125
<b>Figura 5.5:</b> Curvas de comportamiento de un material dúctil (b) y un material frágil (a) .....	128
<b>Figura 5.6:</b> Volumen elemental bajo tensiones principales.tensiones hidrostáticas y de distorsión. ....	129
<b>Figura 5.7:</b> Tensiones principales y tensión equivalente de von mises. ....	131
<b>Capítulo 6:</b> Cálculo En Ansys Y Resultados. ....	132
<b>Figura 6.1:</b> Imagen de presentación de ANSYS, programa de análisis mediante el M.E.F.....	133
<b>Figura 6.2:</b> Una mayor fuerza de frenado delantera ayuda a aprovechar mejor el agarre .....	134

<b>Figura 6.3:</b> Detalle de los apoyos en el neumático trasero derecho. ....	134
<b>Figura 6.4:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises (frenada).....	135
<b>Figura 6.5:</b> Detalle de la tensión equivalente de von mises (frenada) en tren delantero .....	135
<b>Figura 6.6:</b> Detalle de la tensión equivalente de von mises (frenada) en tren trasero .....	136
<b>Figura 6.7:</b> Vista lateral de los desplazamientos nodales en el eje vertical (frenada) .....	136
<b>Figura 6.8:</b> Vista frontal de los desplazamientos nodales en el eje vertical (frenada) .....	137
<b>Figura 6.9:</b> Vista en perspectiva de los desplazamientos nodales en el eje vertical (frenada).....	137
<b>Figura 6.10:</b> Deslizamiento durante la aceleración en un vehículo de tracción trasera .....	138
<b>Figura 6.11:</b> Aceleración máxima admisible sin deslizamiento (aceleración).....	138
<b>Figura 6.12:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises en tren trasero(aceleración) .....	139
<b>Figura 6.13:</b> Nivel de tensión equivalente vista superior tren trasero(aceleración) .....	139
<b>Figura 6.14:</b> Detalle nivel de tensión equivalente de von mises en tren delantero(aceleración) .....	140
<b>Figura 6.15:</b> Vista lateral de los desplazamientos nodales en el eje vertical (aceleración) .....	140
<b>Figura 6.16:</b> Vista superior de los desplazamientos nodales en el eje vertical (aceleración).....	141
<b>Figura 6.17:</b> Vista frontal de los desplazamientos nodales en el eje vertical (aceleración) .....	141
<b>Figura 6.18:</b> Formula uno circulando a gran velocidad por una curva sin deslizar .....	142
<b>Figura 6.19:</b> Máximo nivel de aceleración lateral soportable sin deslizamiento .....	142
<b>Figura 6.20:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises (paso por curva) .....	143
<b>Figura 6.21:</b> Vista frontal del nivel de tensión equivalente de von mises (paso por curva). ....	143
<b>Figura 6.22:</b> Vista superior del nivel de tensión equivalente de von mises (paso por curva).....	144
<b>Figura 6.23:</b> Vista trasera del nivel de tensión equivalente de von mises (paso por curva).....	144
<b>Figura 6.24:</b> Vista superior trasera de los desplazamientos nodales en el eje vertical (paso por curva) .....	145
<b>Figura 6.25:</b> Vista superior delantera de los desplazamientos nodales en el eje vertical (paso por curva) .....	145
<b>Figura 6.26:</b> Vista frontal de los desplazamientos nodales en el eje vertical (paso por curva) .....	146
<b>Figura 6.27:</b> Vista interior de los desplazamientos nodales en el eje vertical (paso por curva).....	146
<b>Figura 6.28:</b> Vista en perspectiva de los desplazamientos nodales en el eje vertical (paso por curva) .....	147
<b>Figura 6.29:</b> Chasis con cargas exteriores y apoyos suficientes para el ensayo a torsión .....	148
<b>Figura 6.30:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises alcanzado durante el ensayo de torsión .....	148
<b>Figura 6.31:</b> Par aplicado y giro obtenido en el ensayo de torsión del chasis .....	149
<b>Figura 6.32:</b> Ratio de rigidez chasis/Suspensión y consecuencias .....	150
<b>Figura 6.33:</b> Vista frontal de los desplazamientos nodales en el eje vertical (ensayo de torsión) .....	151
<b>Figura 6.34:</b> Vista en perspectiva de los desplazamientos nodales en el eje vertical (ensayo de torsión).....	151
<b>Figura 6.35:</b> Modelo para el cálculo de la rigidez de la suspensión delantera .....	153
<b>Figura 6.36:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises en el ensayo de torsión delantera.....	154
<b>Figura 6.37:</b> Detalle del nivel de tensión equivalente de von mises en la zona delantera .....	154
<b>Figura 6.38:</b> Vista delantera de los desplazamientos nodales en el eje vertical (ensayo delantero) .....	155
<b>Figura 6.39:</b> Par aplicado y giro obtenido en el ensayo de torsión del eje delantero .....	155

<b>Figura 6.40:</b> Modelo para el calculo de la rigidez de la suspensión trasera .....	156
<b>Figura 6.41:</b> : Nivel de tensión equivalente de von mises en el ensayo de torsión trasera .....	156
<b>Figura 6.42:</b> Desplazamientos producidos en el ensayo de torsión trasero (vista trasera) .....	157
<b>Figura 6.43:</b> Par aplicado y giro obtenido en el ensayo de torsión del eje trasero.....	157
<b>Figura 6.44:</b> Resumen de par aplicado y giro obtenido en los distintos ensayos .....	159
<b>Figura 6.45:</b> Rigidez a torsión de los distintos sistemas.....	159
<b>Figura 6.46:</b> Aprovechamiento del agarre disponible de nuestro neumático .....	160
<b>Capítulo 7:</b> Análisis De Resultados Y Mejoras. ....	161
<b>Figura 7.1:</b> Pieza llevada a análisis para posterior optimización.....	162
<b>Figura 7.2:</b> Fuerzas ejercidas por los neumáticos en paso por curva .....	163
<b>Figura 7.3:</b> Centros de balanceo de los trenes delantero y trasero en un vehículo convencional .....	163
<b>Figura 7.4:</b> Vista en perspectiva de los centros de balanceo .....	164
<b>Figura 7.5:</b> Fuerza vertical sobre los neumáticos: reposo y paso por curva .....	165
<b>Figura 7.6:</b> Importancia de la proximidad del centro de gravedad al eje de balanceo.....	166
<b>Figura 7.7:</b> Ausencia de balanceo: el eje de balanceo coincide con el centro de gravedad .....	166
<b>Figura 7.8:</b> Cargas normales y balanceo producido durante el trazado de una curva.....	168
<b>Figura 7.9:</b> Mayor resistencia al balanceo en ambos ejes produce una menor deformación total .....	168
<b>Figura 7.10:</b> Mayor resistencia al balanceo en el eje trasero .....	169
<b>Figura 7.11:</b> Detalle de la Localización de una barra estabilizadora .....	170
<b>Figura 7.12:</b> Configuración actual del mecanismo estabilizador delantero.....	170
<b>Figura 7.13:</b> Detalle del funcionamiento de una barra estabilizadora.....	171
<b>Figura 7.14:</b> Vista de sección de la disposición de arandelas belleville. ....	172
<b>Figura 7.16:</b> Configuración Prueba 2.....	173
<b>Figura 7.15:</b> Configuración Prueba 1.....	173
<b>Figura 7.17:</b> Configuración Prueba 3.....	173
<b>Figura 7.18:</b> Constante elástica de los muelles laterales en función del número de arandelas .....	173
<b>Figura 7.19:</b> Comparativa de rigidez actual .....	174
<b>Figura 7.20:</b> Comparativa de rigidez Prueba 1 .....	175
<b>Figura 7.21:</b> Comparativa de rigidez Prueba 2 .....	176
<b>Figura 7.22:</b> Comparativa de rigidez Prueba 1 .....	177
<b>Figura 7.23:</b> Rigidez de la suspensión delantera en función de la rigidez del muelle estabilizador .....	178
<b>Figura 7.24:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático interior delantero .....	183
<b>Figura 7.25:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático exterior delantero.....	183
<b>Figura 7.26:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático interior trasero .....	184
<b>Figura 7.27:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático exterior trasero.....	184
<b>Figura 7.28:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático interior delantero .....	185
<b>Figura 7.29:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático exterior delantero.....	185
<b>Figura 7.30:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático interior trasero .....	186
<b>Figura 7.31:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático exterior trasero .....	186
<b>Figura 7.32:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático interior delantero .....	187
<b>Figura 7.33:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático interior delantero .....	187



<b>Figura 7.34:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático interior trasero .....	188
<b>Figura 7.35:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático exterior trasero .....	188
<b>Figura 7.36:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático interior delantero .....	189
<b>Figura 7.37:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático exterior delantero .....	189
<b>Figura 7.38:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático interior trasero .....	190
<b>Figura 7.39:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático exterior trasero .....	190
<b>Figura 7.40:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren delantero ( situación actual) .....	191
<b>Figura 7.41:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren trasero ( situación actual) .....	192
<b>Figura 7.42:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren delantero ( Prueba 1) .....	192
<b>Figura 7.43:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren trasero ( prueba 1) .....	192
<b>Figura 7.44:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren delantero ( prueba 2 ) .....	193
<b>Figura 7.45:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren trasero ( prueba 2 ) .....	193
<b>Figura 7.46:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren delantero ( prueba 3 ) .....	194
<b>Figura 7.47:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren delantero ( prueba 3 ) .....	194
<b>Figura 7.48:</b> La dureza de los mulles influye en el comportamiento dinámico de un vehículo .....	195
<b>Figura 7.49:</b> El excesivo balanceo d en curva del mercedes clase A (1997) .....	196
<b>Figura 7.50:</b> Necesidades de agarre en tren delantero Vs aceleración lateral .....	201
<b>Figura 7.51:</b> Disponibilidad de agarre en tren delantero Vs aceleración lateral .....	201
<b>Figura 7.52:</b> Necesidades de agarre en tren trasero Vs aceleración lateral .....	202
<b>Figura 7.53:</b> Disponibilidad de agarre en tren trasero Vs aceleración lateral .....	202
<b>Figura 7.54:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren delantero (doblando la dureza) .....	203
<b>Figura 7.55:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren Trasero (doblando la dureza) .....	203
<b>Figura 7.56:</b> Necesidades de agarre en tren delantero Vs aceleración lateral .....	204
<b>Figura 7.57:</b> Disponibilidad de agarre en tren delantero Vs aceleración lateral .....	204
<b>Figura 7.58:</b> Necesidades de agarre en tren trasero Vs aceleración lateral .....	205
<b>Figura 7.59:</b> Disponibilidad de agarre en tren Trasero Vs aceleración lateral .....	205
<b>Figura 7.60:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren delantero (triplicando la dureza) .....	206
<b>Figura 7.61:</b> Necesidades Vs disponibilidad de agarre en tren trasero (triplicando la dureza) .....	206
<b>Figura 7.62:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático interior delantero .....	207
<b>Figura 7.63:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático exterior delantero .....	208
<b>Figura 7.64:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático interior trasero .....	208
<b>Figura 7.65:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático exterior trasero .....	208
<b>Figura 7.66:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático interior delantero .....	209
<b>Figura 7.67:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático interior delantero .....	209
<b>Figura 7.68:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático interior trasero .....	210
<b>Figura 7.69:</b> Agarre disponible (%) Vs agarre necesario (%) en neumático exterior trasero .....	210
<b>Figura 7.70:</b> Chasis más rígidos y suspensiones más duras mejoran el paso por curva de un vehículo .....	213
<b>Figura 7.71:</b> Límite de agarre en paso por curva .....	213
<b>Figura 7.72:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises en la zona delantera .....	214
<b>Figura 7.73:</b> Vista frontal del nivel de tensión equivalente de von mises .....	214



<b>Figura 7.74:</b> Detalle del nivel de tensión equivalente de von mises en la zona delantera .....	215
<b>Figura 7.75:</b> Detalle del nivel de tensión equivalente de von mises en la estabilizadora trasera .....	215
<b>Figura 7.76:</b> Desplazamientos nodales en sentido vertical durante la prueba de paso por curva .....	216
<b>Figura 7.77:</b> Detalle trasero de los desplazamientos nodales en sentido vertical durante paso por curva .....	217
<b>Figura 7.78:</b> Detalle delantero de los desplazamientos nodales en sentido vertical durante paso por curva .....	217
<b>Figura 7.79:</b> Vista frontal de los desplazamientos nodales en sentido vertical durante paso por curva.....	218
<b>Figura 7.80:</b> Vista global de los desplazamientos nodales en sentido vertical durante paso por curva.....	218
<b>Figura 7.81:</b> Vista interior de los desplazamientos nodales en sentido vertical durante paso por curva.....	219
<b>Figura 7.82:</b> Vista exterior de los desplazamientos nodales en sentido vertical durante paso por curva.....	219
<b>Figura 7.83:</b> Vista de la parte delantera según el diseño actual .....	221
<b>Figura 7.84:</b> Vista lateral del cambio introducido .....	222
<b>Figura 7.85:</b> Vista cenital de los cambios introducidos en la parte delantera. ....	222
<b>Figura 7.86:</b> Vista trasera de la configuración de triángulos actual.....	223
<b>Figura 7.87:</b> Vista trasera de los cambios introducidos .....	223
<b>Figura 7.88:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises en la zona delantera (actual).....	224
<b>Figura 7.89:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises en la zona delantera (modificado) .....	224
<b>Figura 7.90:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises en la zona trasera (actual).....	225
<b>Figura 7.91:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises en la zona trasera (modificado) .....	225
<b>Figura 7.92:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises en la zona delantera (actual).....	226
<b>Figura 7.93:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises en la zona delantera (modificado) .....	226
<b>Figura 7.94:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises en la zona trasera (actual).....	227
<b>Figura 7.95:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises en la zona trasera (modificado) .....	227
<b>Figura 7.96:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises en la zona delantera (actual).....	228
<b>Figura 7.97:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises en la zona delantera (modificado) .....	228
<b>Figura 7.98:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises en la zona trasera (actual).....	229
<b>Figura 7.99:</b> Nivel de tensión equivalente de von mises en la zona trasera (modificado) .....	229

## ÍNDICE DE TABLAS

Capítulo 1: El Chasis.....	18
Capítulo 2: El Chasis En Formula Student. ....	37
Tabla 2.1: Normativa en cuanto a dimensiones de los tubos empleados en el chasis. ....	43
Tabla 2.2: Normativa de espesores para los tubos empleados en el chasis. ....	43
Tabla 2.3: Normativa sobre espesor de pared mínimo para tubos de aluminio. ....	44
Tabla 2.4: Resumen de los tubos empleados en la construcción del chasis. ....	55
Capítulo 3: Creación Del Modelo Para El Estudio Y Análisis.....	57
Tabla 3.1: Constante elástica del neumático en función de la carga vertical (19psi) .....	76
Capítulo 4: Estudio Del Modelo. ....	82
Tabla 4.1: Evaluación de la situación de deslizamiento en frenada (modelo actual) .....	87
Tabla 4.2: Evaluación de la situación de deslizamiento en aceleración (tracción trasera).....	96
Tabla 4.3: Evaluación de la situación de deslizamiento en aceleración (tracción integral).....	97
Tabla 4.4: Evaluación de la situación de deslizamiento en paso por curva a velocidad constante (coche actual).....	108
Capítulo 5: Base teórica del cálculo en ansys.....	115
Capítulo 6: Cálculo En Ansys Y Resultados. ....	132
Tabla 6.1: Distribución de agarre en cálculo de frenada (-1.64G) .....	134
Tabla 6.2: Distribución de agarre en cálculo de aceleración (1.05G) .....	138
Tabla 6.3: Distribución de agarre en cálculo de paso por curva (0.25G) .....	142
Tabla 6.4: Resumen de resultados de rigidez a torsión: Chasis y suspensiones. ....	158
Capítulo 7: Análisis De Resultados Y Mejoras. ....	161
Tabla 7.1: Rigidez a torsión del eje delantero y trasero (configuración actual) .....	174
Tabla 7.2: Rigidez a torsión del eje delantero y trasero (configuración Prueba 1 ) .....	175
Tabla 7.3: Rigidez a torsión del eje delantero y trasero (configuración Prueba 2 ) .....	176
Tabla 7.4: Rigidez a torsión del eje delantero y trasero (configuración Prueba 3 ) .....	177
Tabla 7.5: Rigidez a torsión del eje delantero en función de la configuración adoptada.....	178
Tabla 7.6: Estudio de distribución de agarre en paso por curva (modelo actual) .....	179
Tabla 7.7: Estudio de distribución de agarre en paso por curva (configuración Prueba 1 ) .....	180
Tabla 7.8: Estudio de distribución de agarre en paso por curva ( configuración Prueba 2 ) .....	181
Tabla 7.9: Estudio de distribución de agarre en paso por curva (configuración Prueba 3 ) .....	182
Tabla 7.10: Estudio de distribución de agarre en paso por curva (configuración Prueba 3 ) duplicando la dureza de los muelles. ....	199
Tabla 7.11: Estudio de distribución de agarre en paso por curva (configuración Prueba 3 )triplicada la dureza de los muelles.....	200
Tabla 7.12: Distribución de agarre en cálculo de paso por curva (1.5G) .....	213

## MOTIVACIÓN, OBJETIVOS Y ALCANCE DEL PROYECTO.

### **Motivación:**

Mi interés por la ingeniería y su aplicación en el campo de la automoción, así como su vanguardista uso en el mundo de la competición deportiva o deportes de motor me llevó a unirme al equipo de competición de la universidad. En dicho periodo, que duró algo más de tres años, pude conocer mucho mejor aquel mundo que tanto me interesaba, así como aplicar mis conocimientos en ingeniería en aquello que mas me gusta.

Mis conocimientos y mi pasión por este campo fueron aumentando con los años y tras mi última participación, la cual tuvo lugar en el circuito internacional de Silverstone (U.K.) decidí que mi idea de especializarme en el campo de la automoción no iba a quedar ahí.

Hace unos meses, cuando llegó el momento de tener que realizar mi proyecto final de carrera, eché la vista atrás y pensé en conocer todo aquello que desconocía sobre el comportamiento del vehículo que presentamos en 2012. Y es que éste es el principal problema de los equipos pequeños y los equipos que comienzan en esta competición, la falta de conocimiento sobre el comportamiento del vehículo previo a realizar ensayos en pista.

Quizás esto me ayudaría tanto a sentar mejor todas aquellas bases que tenía sobre diseño estructural, como a recabar conocimiento de muchas otras nuevas, específicas de su especial aplicación en vehículos de motor, a profundizar en el cálculo mediante el método de los elementos finitos y a comprender mucho mejor las causas y repercusiones del comportamiento de un vehículo.

Y así lo hizo, pero mi motivación no queda aquí, ya que en parte con la realización de este proyecto me gustaría animar a las jóvenes generaciones de participantes en esta competición de la Universidad Politécnica de Cartagena a instaurar un modelo similar de cálculo en las futuras ediciones, con el objetivo de crear prototipos que se comporten adecuadamente ya en la fase de diseño.



FIGURA 0: EQUIPO FORMULA STUDENT UPCT

### **Objetivos:**

El objetivo principal de este proyecto es el cálculo mediante el método de los elementos finitos de un chasis de formula Student en las situaciones de máximo esfuerzo. Se analizará la resistencia del chasis y su comportamiento a la hora de soportar las cargas que le son transferidas en frenada, aceleración y paso por curva. También se analizará su rigidez a torsión debido a la gran importancia que ésta tiene en el buen comportamiento en pista de un vehículo de competición.

Forma parte de los objetivos el realizar estos análisis de la manera más real posible, ajustándonos al modelo fabricado hasta el punto de plantear la realización de un modelo que englobase el vehículo completo al cual se le aplicarían las correspondientes cargas de aceleración según la situación de estudio.

**Alcance del proyecto:**

El alcance de este proyecto viene comprometido por dos circunstancias, una es el tiempo y otra son los neumáticos. Éstos presentan un comportamiento tan complejo cuando se presentan esfuerzos de fricción en varias direcciones conjuntamente que nos llevó a descartar situaciones combinadas de aceleraciones longitudinales y laterales, esto es, situaciones de entrada en curva y salida de ésta.

Es por ello que nos limitaremos a analizar el comportamiento del vehículo cuando se vea sometido a las aceleraciones laterales y longitudinales por separado; frenada, aceleración y paso por curva, siempre desde un punto estático.

De este modo, rescataremos el momento de máximo esfuerzo posible previa existencia de deslizamiento en alguna de las ruedas y calcularemos en este punto cómo se comporta la estructura del monoplaça.

Esta experimentación nos dará además mucha información sobre la respuesta del vehículo en pista, no solo desde el ya planteado conocimiento estructural sino también desde el punto de vista de su rendimiento en pista, el cual es de vital importancia en competición.

Por otro lado, el tiempo no nos ha permitido enfocarnos en una depuración optimizada del modelo actual, aplicando cambios y viendo la repercusión de éstos solo en pequeñas áreas, dejando la completa optimización del vehículo para futuros estudios.

# CAPÍTULO 1: EL CHASIS.

## 1.1.-INTRODUCCIÓN.

El chasis de un vehículo es la estructura en la que se montan y sujetan los demás componentes. Soporta sus cargas y ofrece una resistente protección en caso de accidente.



**FIGURA 1.1:** CHASIS EN FIBRA DE CARBONO PERTENECIENTE AL PORSCHE 918 HYBRID (2015)

En la construcción de un chasis existen tres parámetros fundamentales:

- **Ligereza.** Se puede mejorar mucho la potencia y rendimiento de un motor, pero debe ir acompañado de un chasis ligero, en otro caso se está desperdiciando potencia. Por otro lado, el chasis es uno de los elementos más pesados del vehículo, y un aumento de ligereza proporciona una disminución de consumo importante.
- **Rigidez.** Sin duda éste es el parámetro fundamental de funcionamiento del chasis. Es importante conseguir una estructura resistente a impactos para la protección del piloto, siendo la rigidez el factor del chasis que más influye el comportamiento del vehículo en pista.
- **Economía.** La fabricación debe ser económicamente viable. Los chasis con presupuestos elevados son únicamente utilizados en series cortas de vehículos de gama alta.

## 1.2.-HISTORIA.

En el comienzo de la industria del automóvil (Karl Benz 1885) con motores de combustión interna, el diseño de la estructura del chasis se consideraba un factor secundario, debido a las bajas potencias de los automóviles de la época. Poco a poco y con el desarrollo de motores más potentes, el estudio de la estructura principal del coche toma una vital importancia en la evolución del automóvil.

Al comienzo y hasta 1910, tanto la estructura como carrocería de los coches de la época eran de madera, muy similares a los coches de caballos.

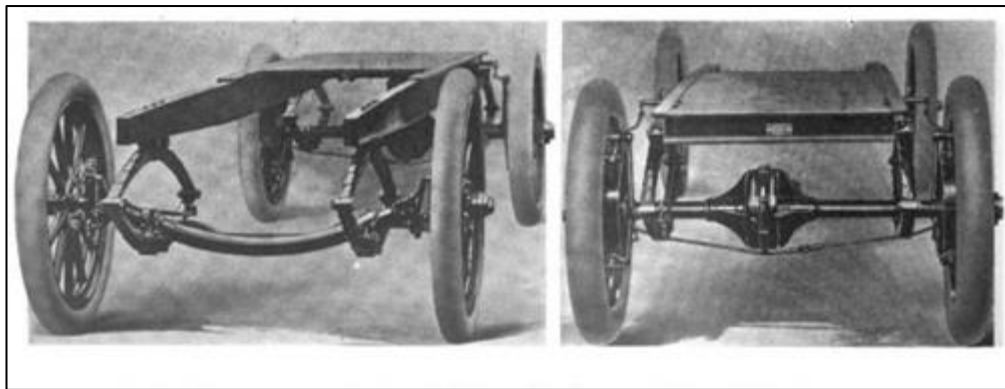


FIGURA 1.2: FRANKLIN AUTOMOBILE - WOODEN FRAME AND SUSPENSION – 1910

A partir de 1910 se comienza a trabajar con acero y aluminio en las estructuras de coches. Es en estos años cuando se empieza a evolucionar buscando una mayor rigidez torsional del chasis.

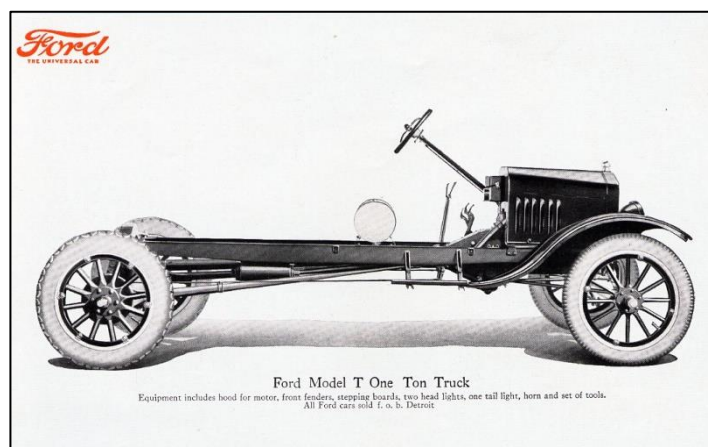


FIGURA 1.3: THE FORD MODEL T



En la actualidad, en los automoviles, la carrocería más empleada es la denominada carrocería autoportante. La carrocería autoportante es una técnica de construcción de chasis en la cual la chapa externa del vehículo soporta parte (semi-monocasco) o toda la carga estructural del vehículo, compiéndose este de un conjunto de bastidor y carrocería unidos entre sí remachados o soldados que forman la carrocería completa.



FIGURA 1.4: CHASIS DEL LANCIA LAMBDA. 1923

El primer vehículo en incorporar esta técnica constructiva fue el Lancia Lambda, de 1923.

Y en 1934 Citroën es la primera marca que introduce el monocasco en un modelo fabricado en serie (Traction avant)

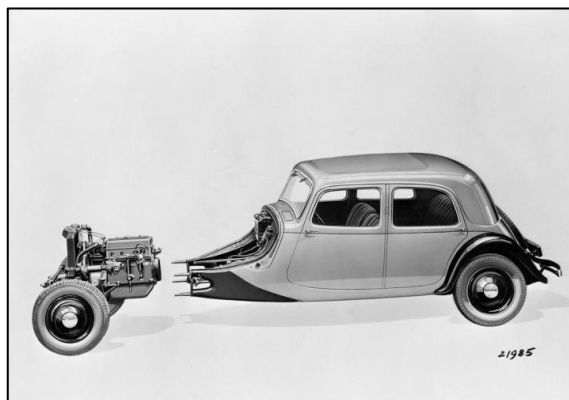


FIGURA 1.5: EL INNOVADOR DISEÑO TÉCNICO DEL TRACTION AVANT.

El Citroën Traction Avant fue obra maestra de la firma. Había nacido bajo una ambiciosa pretensión; conseguir un modelo del futuro, que se adelantara veinte años a su época. Muchas de sus características, como la carrocería autoportante, la tracción delantera y la suspensión independiente mediante barras de torsión se siguen utilizando hoy en día

La segunda guerra mundial supuso un alto en el desarrollo automovilístico.

Tras la guerra, la carrocería autoportante se fue difundiendo. Durante los años sesenta, mientras que en Estados Unidos se seguía utilizando el chasis y montado sobre él la carrocería, en Europa se empieza a investigar sobre materiales compuestos, y cada vez más se busca un diseño integrado de carrocería y chasis.

En Estados Unidos el chasis independiente duró más que en otros países, ya que la costumbre estadounidense del cambio anual de diseño era más difícil con estructuras monocasco.

Como ejemplo tenemos a Chevrolet, que en 1953 saca al mercado su Corvette, con un chasis independiente y carrocería completa de fibra de vidrio.

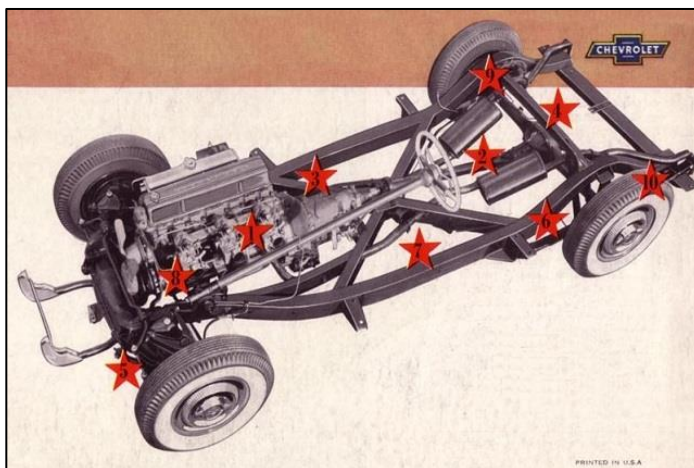
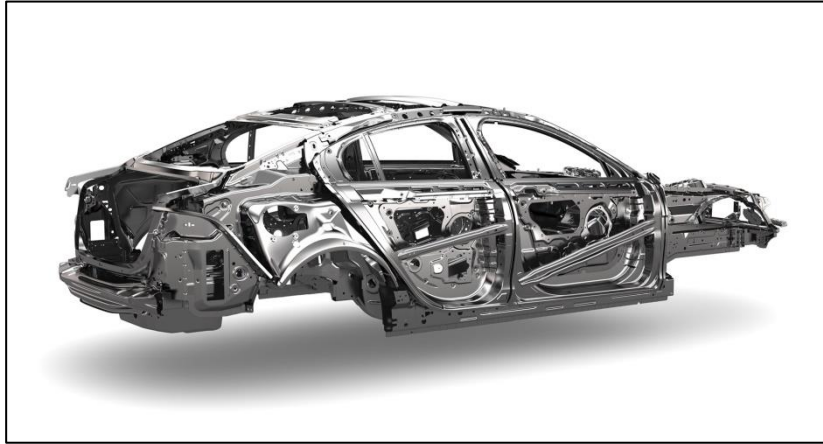


FIGURA 1.6: CHASIS DEL CELEBRE CHEVROLET CORVETTE DE 1953

SPECIFICATIONS	
POWER-PACKED CHASSIS	LIGHTWEIGHT BODY
<b>ENGINES</b> —Choice of 185-h.p. "Turbo-Fire V8" with 4-barrel carburetor; or 155-h.p. "Blue-Flame" Six with 3 side-draft carburetors. Valve-in-head design. 8:1 compression ratio, high-lift camshaft, dual exhaust system, shielded ignition. <b>TRANSMISSION</b> —Powerglide Automatic Transmission. Floor-mounted selector lever. <b>DRIVE LINE</b> —Hotchkiss drive. Hypoid axle 3.55:1 with Powerglide Automatic Transmission. <b>TIRES</b> —Five 6.70-15 tubeless tires. <b>STEERING</b> —Anti-dive gear, 16 to 1 ratio; balanced linkage. Newly revised, 17 1/4" two-spoke steering wheel. <b>BRAKES</b> —Hydraulic, 11" self-energizing brakes; bonded linings. Pull-handle parking brake. <b>SUSPENSION</b> —Independent front suspension, ride stabilizer. Four-link rear springs, outrigger mounted. Direct double-acting shock absorbers. <b>FRAME</b> —Extra-rigid X-member-braced box girder frame. <b>FUEL TANK</b> —Capacity: 17 gal. Concealed side filler.	<b>BODY</b> —2-passenger, open-cockpit body of glass-fiber-reinforced plastic; light, strong, durable, quiet, rustproof, and easy to repair. Wide doors with inside release. <b>COMPARTMENTS</b> —Front-hinged hood with automatically latching support. Large luggage locker with open-wheel well under floor, and lockable counterbalanced lid. Concealed well for top in rear deck behind seats. Saddle-covered door pockets. <b>WINDOWS AND TOP</b> —Chrome-bound, one-piece, curved safety glass windshield; 53-degree slant. Removable chrome-bound plastic side windows with visors. Manually adjusted fabric top with plastic rear window. <b>COLORS</b> —Exterior: Polo White or Pommery Blue. Cockpit: Sportman Red or beige seat and side wall upholstery; red or blue-crowned white instrument panel and/or beige carpet. Luggage Locker: Sportman Red or beige. Top: Tan. <b>CAR DIMENSIONS</b> —Wheelbase, 102". Length, 167". Height, 32" at door top. Road Clearance, 6". Width, 70". Tread, 37" front, 39" rear.

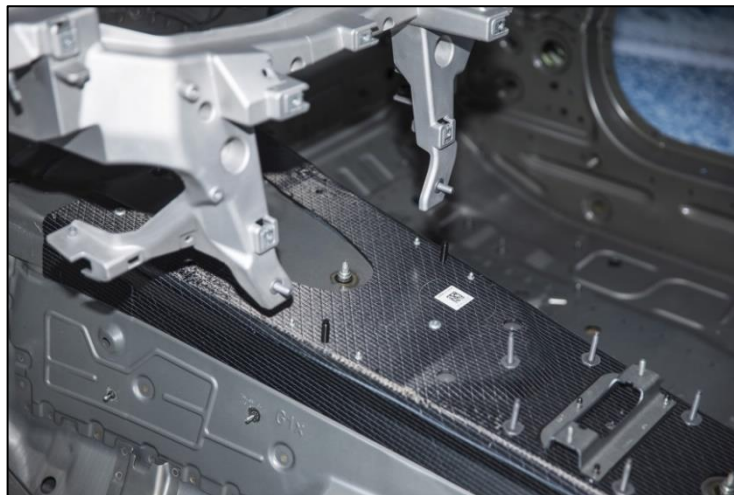
FIGURA 1.7: ESPECIFICACIONES CHASIS DEL CHEVROLET CORVETTE DE 1953

Actualmente, casi todos los automóviles se construyen con la técnica de monocasco, realizándose las uniones entre las distintas piezas mediante soldadura de puntos. En los vehículos modernos, hasta los cristales forman parte de la estructura del vehículo, colaborando en darle fortaleza y rigidez.



**FIGURA 1.8:** CHASIS DEL JAGUAR XE (2013)

A partir de estos años el objetivo de las empresas es mejorar las ideas existentes para reducir peso, la meta ahora es reducir consumos y emisiones. Un buen ejemplo de ello es el chasis del último serie 7 de BMW o del nuevo Audi R8, incorporando ambos la utilización de fibra de carbono en zonas comprometidas para aumentar la rigidez sin que esto se vea incrementado en un aumento de peso.



**FIGURA 1.9:** INSERCIONES EN FIBRA DE CARBONO EN EL CHASIS DE UN BMW SERIE 7 (2015)

Y es que actualmente la fibra de carbono está directamente relacionada con modelos deportivos de alta gama debido a su alto coste y a su complicado y lento proceso de fabricación, pero esto puede cambiar en un periodo no muy largo de tiempo gracias a las investigaciones que se están llevando a cabo en este campo en cierta medida causada por la necesidad de aligerar los nuevos vehículos eléctricos, los cuales cuentan con un lastre adicional causado por las baterías que este tipo de vehículos incorporan.

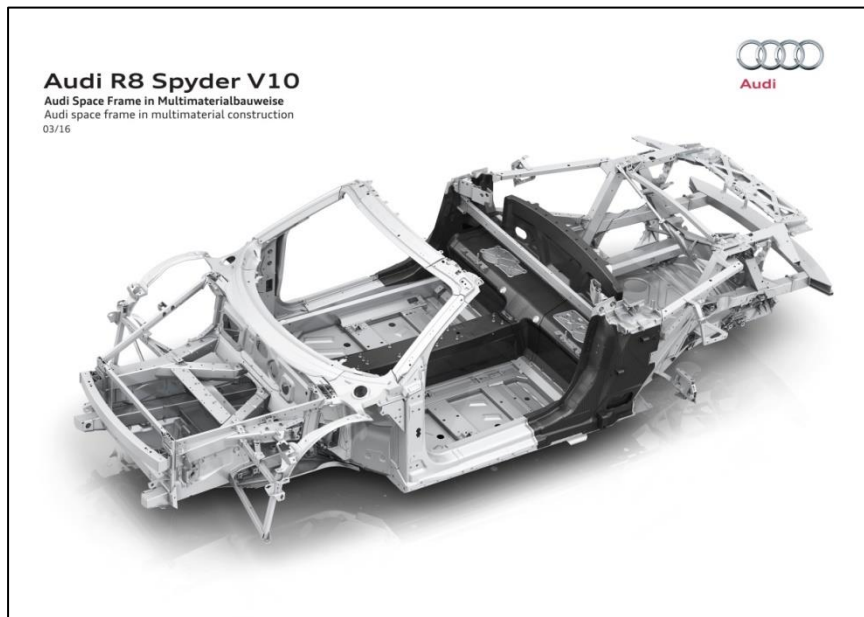


FIGURA 1.10: CHASIS DEL NUEVO AUDI R8 (2016)

Hasta ahora la utilización de este tipo de fibra en producción a gran escala era una tarea harta complicada debido a la complejidad y duración del proceso para obtener tan deseado material, viéndose vinculado su uso extensivo únicamente en vehículos de altas prestaciones.

Los nuevos chasis que incorporen dicho material darán forma a un producto mucho más seguro y eficiente. No debemos olvidar que con la fibra de carbono se consiguen chasis más rígidos y ligeros, lo que se traduce en un mejor comportamiento sobre el asfalto y en un menor consumo debido al ahorro de peso con respecto al aluminio.

Uno de los primeros vehículos en incorporar estos últimos avances ha sido la nueva generación híbrida de BMW, aunque pronto le seguirán nuevos modelos de la competencia en esta contienda actual por la reducción de peso.

Además también debemos de valorar el alto coste de reparación de este material en caso de accidente. Sin embargo, debemos esperar aun mejoras en esta aun creciente tecnología.



**FIGURA 1.11:** CHASIS EN FIBRA DE CARBONO BMW I3

### 1.3.-TIPOS DE CHASIS.

#### **Chasis independiente:**

La técnica de construcción de chasis independiente utiliza un chasis rígido que soporta todo el peso y las fuerzas del motor y de la transmisión. La carrocería, en esta técnica, cumple muy poca o ninguna función estructural.

Esta técnica de construcción era la única utilizada hasta 1923, año en el que se lanzó el primer automóvil con estructura monocasco, el Lancia Lambda. Las carrocerías autoportantes, a lo largo del siglo XX, fueron sustituyendo al chasis independiente.

Los primeros chasis independientes eran de madera, heredando las técnicas de construcción de los coches de caballos.

En los años 1930 fueron sustituidos de forma generalizada por chasis de acero. Actualmente sólo se construyen con chasis independiente varios vehículos todoterreno, deportivo utilitarios, y la mayoría de las camionetas grandes y algunas de las camionetas ligeras, así como varios automóviles americanos.

Existen chasis con bastidores de largueros en forma de escalera; dos travesaños paralelos longitudinales cruzados por travesaños transversales, con travesaño en forma de X y de tubo central.

- Chasis en H o escalera:

Su nombre es debido a la forma que tiene (lo veremos a continuación en una imagen).

Este tipo de chasis fue empleado desde los primeros coches hasta principio de los años 60

Es un chasis independiente formado por dos largueros (las barras que van desde la parte trasera hasta la delantera del vehículo) unidos por refuerzos transversales o diagonales.

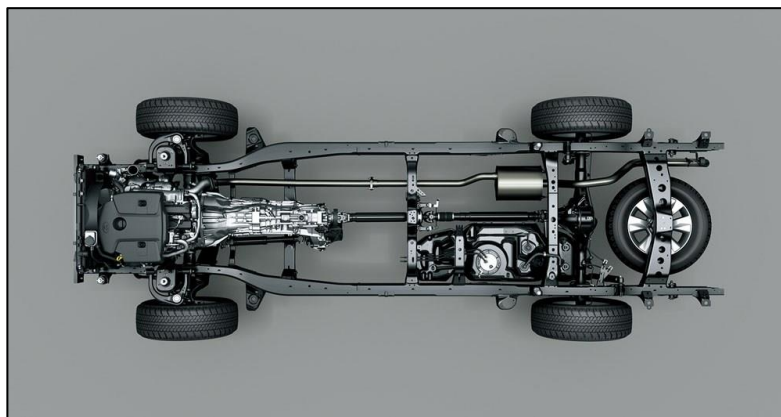


FIGURA 1.12: CHASIS EN H O ESCALERA DE LA TOYOTA HILUX



Vamos con sus ventajas y desventajas:

- Ventajas: Es un chasis bastante sencillo de fabricar que permite un acceso fácil a los componentes mecánicos, además es bastante resistente en el caso de sufrir un accidente.
- Desventajas: Su peso, en comparación a la mayoría de chasis, es bastante elevado.

En la actualidad son empleados en categorías menores de competición, por ejemplo, en karts.

- Chasis wishbone o columnar:

El chasis columnar recibe este nombre por la forma que tiene, ya que si desmontásemos al completo un vehículo y observamos únicamente el chasis, veríamos que tiene una forma similar a la columna vertebral de una persona.

Su uso comenzó a darse a partir de 1952, aunque al consistir en un chasis bastante caro de producir y ser demasiado pesado, su fabricación se realiza de forma unitaria, esto quiere decir que no se fabrican en cadena, sino que se fabrican según el demandante desee el vehículo.

La finalidad de un chasis columnar es la de unir el eje trasero con el delantero. Los vehículos más comunes con este tipo de chasis son los roadster.

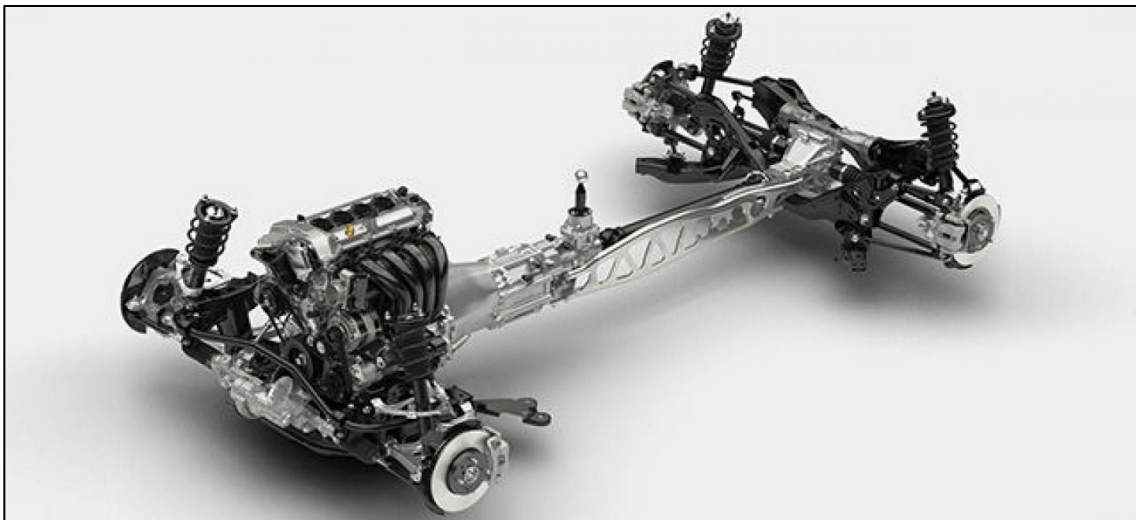


FIGURA 1.13: CHASIS COLUMNAR DEL MAZDA MX5 2015

- Chasis-plataforma:

Este tipo de chasis está situado entre el chasis independiente y el chasis monocasco. Esto se debe a que el chasis estaba fabricado por una parte, y posteriormente la carrocería se sujetaba mediante tornillos, o en raras ocasiones, por soldadura.



**FIGURA 1.14:** CHASIS DEL NUEVO SUBARU IMPREZA 2017

El chasis plataforma fue aplicado en vehículos para poder ser usados tanto en carretera como en caminos en mal estado, monte, etc. Ya que las carrocerías autoportantes que había antes no soportaban muy bien los golpes ocasionados en la suspensión al circular por caminos que no se encontrasen en buen estado. Adicionalmente en la actualidad es muy útil debido a su gran versatilidad para adaptarse a distintas configuraciones de vehículo fácilmente.



**FIGURA 1.15:** CHASIS ADAPTABLE PARA AUTOBÚS URBANO



- Chasis multitubular:

Su uso fue bastante común en vehículos deportivos de mediados del siglo XX y por los grupo B de los años 80.

Este chasis recibe el nombre de tubular porque su estructura consiste en muchos tubos finos unidos a base de soldadura con el fin de crear una estructura rígida, resistente y de poco peso.



FIGURA 1.16: CHASIS TUBULAR DEL BAC MONO (2015)

Tiene una desventaja, y es que su fabricación es bastante costosa, aunque también permite simplificar mucho a la hora de definir el diseño de la estructura.



FIGURA 1.17: CHASIS MULTITUBULAR DEL ARIEL NOMAD.

Sus ventajas e inconvenientes son los siguientes:

- Ventajas: Pasa por ser uno de los tipos más eficientes de chasis, consecuencia de su bajo peso y gran resistencia a la torsión y a la flexión; materia prima económica (acero normalmente), chasis con alta durabilidad debido a que todas las cargas son axiales (a lo largo del eje de los tubos), al ser un chasis compartimental (recordar que están hechos de varias sub-estructuras) aguanta muy bien los impactos y la deformación es muy progresiva.
- Inconvenientes: Costos de fabricación y de diseño más altos que en anteriores tipos, grandes prestaciones estructurales pero sacrificando la accesibilidad a sus componentes, se deben sellar los interiores de los tubos para evitar fallas por corrosión.

- Chasis superleggera:

El chasis superleggera fue creado en el año 1936 en Italia, por lo que muchos vehículos de marca italiana están basados en este tipo de chasis.

El chasis superleggera es bastante parecido al tubular, pero a diferencia del chasis tubular que solo contaba con tubos, este chasis lleva una serie de paneles empleados para reforzar y cubrir el chasis.

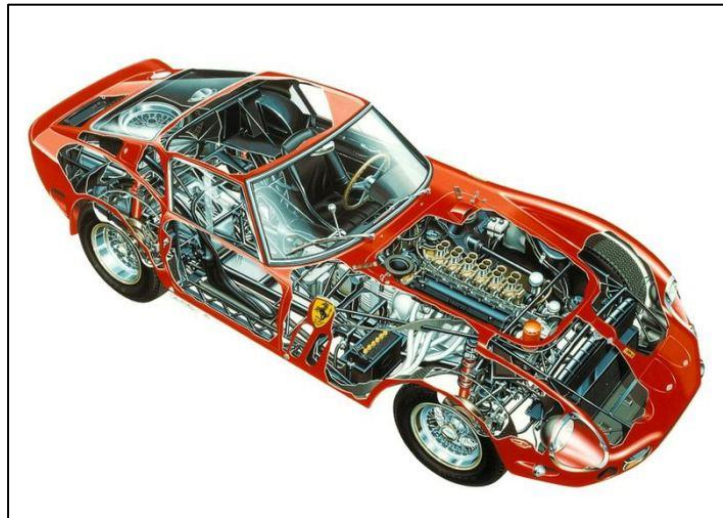


FIGURA 1.18: CARROCERÍA Y CHASIS DEL FERRARI 250 GTO

Estos chasis eran fabricados de forma unitaria, hasta que la empresa Carrozzeria Touring comenzó a fabricar estos chasis en serie. De ahí que marcas italianas como Alfa Romeo, Ferrari, Maserati o Lamborghini lleven chasis superleggera.

Inspirado en los tubos de aleación ligera cubiertos de tela utilizados por la aviación comercial en los años 1930, Bianchi Anderloni desarrolló el sistema de construcción Superleggera, patentado en 1936, este sistema "súper ligero" estaba compuesto por una estructura de tubos de pequeño diámetro utilizados para dar forma a la carrocería con finos paneles de aleación unidos para cubrir y reforzar el chasis.

Aparte de su ligereza, el sistema de construcción Superleggera era muy flexible, permitiendo a Touring construir de forma rápida sus innovadores diseños de carrocería.

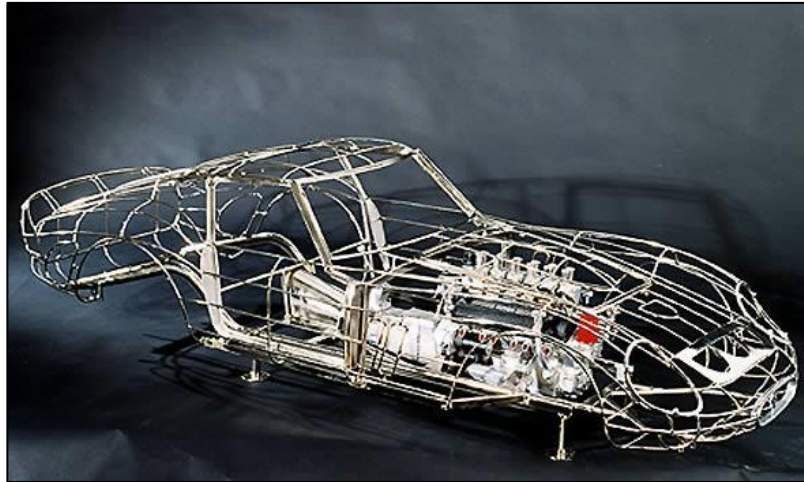


FIGURA 1.19: CHASIS AL DESNUDO DEL FERRARI 250 GTO

### **Chasis autoportante:**

La carrocería autoportante es una técnica de construcción en la cual la chapa externa del vehículo soporta algo (semi-monocasco) o toda la carga estructural del vehículo. El primer vehículo en incorporar esta técnica constructiva fue el Lancia Lambda, de 1923. Los primeros vehículos de gran serie en tener carrocería autoportante fueron el (en inglés) Chrysler Airflow y el Citroën Traction Avant.



FIGURA 1.20: CHASIS AUTOPORTANTE DEL PORSCHE 911 TURBO (2015)

Este es el tipo de estructura de mayor implantación en la actualidad, es el que integra chasis y carrocería, el llamado monocasco. Puede encontrarse de distintos materiales, como acero, aluminio o materiales compuestos, dándose éstos últimos sólo en algunos coches de lujo debido a su alto coste y en coches de competición como los Fórmula 1.

Sin duda el modelo más utilizado en la actualidad es el monocasco de acero.



FIGURA 1.21: CHASIS ACERO ASTON MARTIN RAPIDE S

Otro tipo de chasis desarrollado en la actualidad, es el basado en la tecnología llamada Space Frame. Este tipo de estudio se basa en una estructura teórica de enlaces infinitamente fuertes unidos en nodos libres para rotar. Es una estructura que hace la función de soportar y de aportar rigidez al vehículo, a la vez que protege a los ocupantes. La estructura forma un marco, en el que luego se fijan los paneles. Éstos tienen también una función activa en el soporte de las cargas del coche. Audi es una de las marcas que más ha desarrollado esta tecnología, fabricando muchos de sus modelos en aluminio, reduciendo en algunos casos el peso en un 40%, con las ventajas que eso conlleva de maniobrabilidad y consumo.

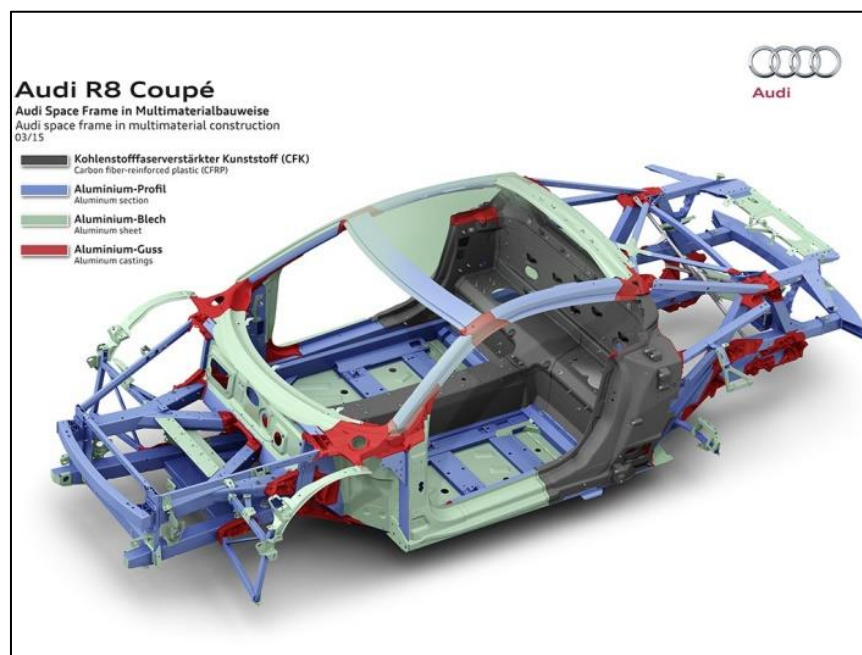


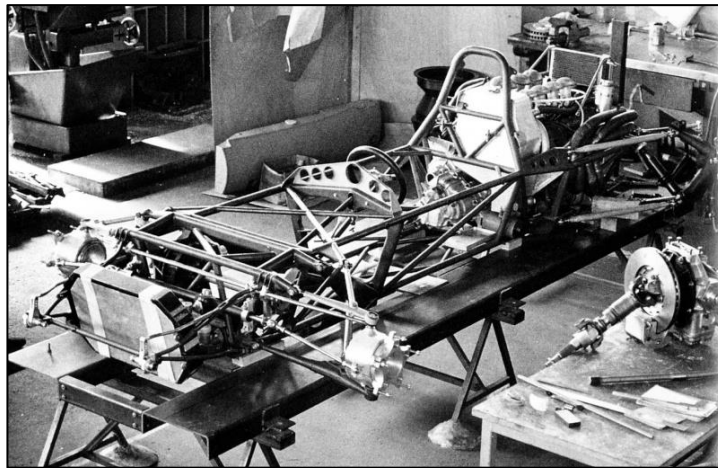
FIGURA 1.22: CHASIS AUDI R8. TECNOLOGÍA SPACE-FRAME



## 1.4.-EL CHASIS EN AUTOMÓVILES DE COMPETICIÓN.

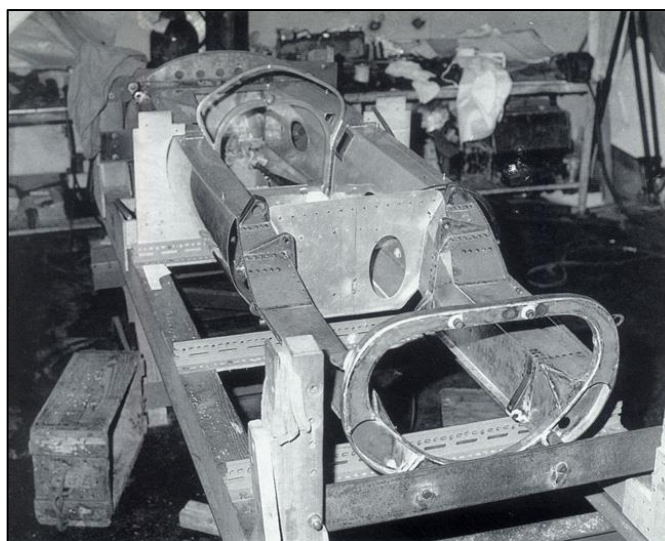
Los chasis de competición son en su inmensa mayoría (siempre que el presupuesto y las normas lo permitan) monocascos de materiales compuestos. Éste es el caso de la Fórmula 1 y de competiciones inferiores a ésta, pero similares en cuanto a diseño y funcionamiento del vehículo.

Sin embargo, en los albores de esta competición, el chasis de tipo tubular era el empleado por excelencia, debido a la gran rigidez que es capaz de proporcionar manteniéndose contenido el peso de la estructura así como la gran libertad de diseño que ofrece a los ingenieros.



**FIGURA 1.23:** CHASIS MULTITUBULAR DE LOS COMIENZOS DE LA FORMULA 1

El monocasco fue inventado algo después por el jefe del equipo Lotus, el diseñador Colin Chapman, quien instaló una caja de metal ligera en lugar del espacio clásico tubular en su Lotus 25 en 1962.



**FIGURA 1.24:** PRIMER CHASIS MONOCASCO INTRODUCIDO EN FORMULA 1 (LOTUS, 1962)

El Lotus 25, propulsado por un motor Climax, fue el primer monoplaza de Fórmula 1 equipado con un monocasco. Chapman revistió la célula de supervivencia con placas metálicas remachadas cerrando el monocasco. El combustible se almacenaba en bolsas de plástico dentro del mismo monocasco.

McLaren fue el primer equipo de Fórmula 1 que construyó un monoplaza con una célula de supervivencia completamente en fibra de carbono en 1981. No obstante, existe un debate sobre quien fue el primero en fabricar un chasis en fibra de carbono, ya que Lotus y McLaren fueron a la par en este campo.

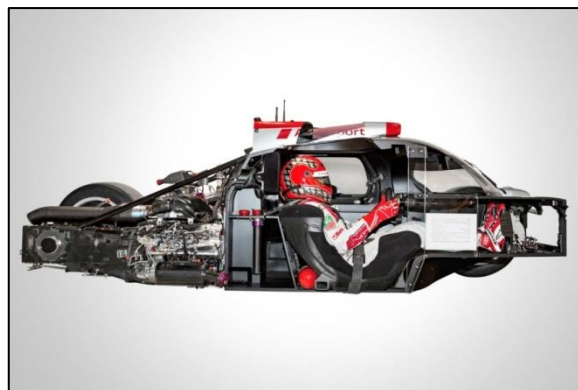
Lotus siguió el método de cortar y doblar reemplazando simplemente las capas de aluminio pre-condicionadas por un compuesto híbrido entre carbono y kevlar reforzado en epoxi.

El McLaren MP4/1C, que compitió en 1983, fue el primer monoplaza de Fórmula 1 con un monocasco de fibra de carbono moldeado, diseñado por John Barnard.



**FIGURA 1.25:** PRIMER CHASIS MONOCASCO EN FIBRA DE CARBONO EMPLEADO EN F1

En el, podemos observar como el chasis combina la estructura monocasco de fibra de carbono con una estructura auxiliar tubular para los arcos de protección en caso de vuelco, así como en los brazos de refuerzo de éstos, tal y como hoy podemos ver en algunos prototipos como los que participan en el campeonato del mundo de resistencia.



**FIGURA 1.26:** CHASIS MIXTO EMPLEADO POR LOS VEHÍCULOS LMP1 (CAMPEONATO FIA- WEC)

Aunque podamos poner este ejemplo actual, lo cierto es que el uso intensivo de fibra de carbono en busca de una mayor rigidez ha hecho que se imponga la utilización de este material en la completa estructura del vehículo, llegando a los monocascos actuales que gozan de una altísima rigidez y de unos niveles de seguridad inalcanzables con otro tipo de estructura.

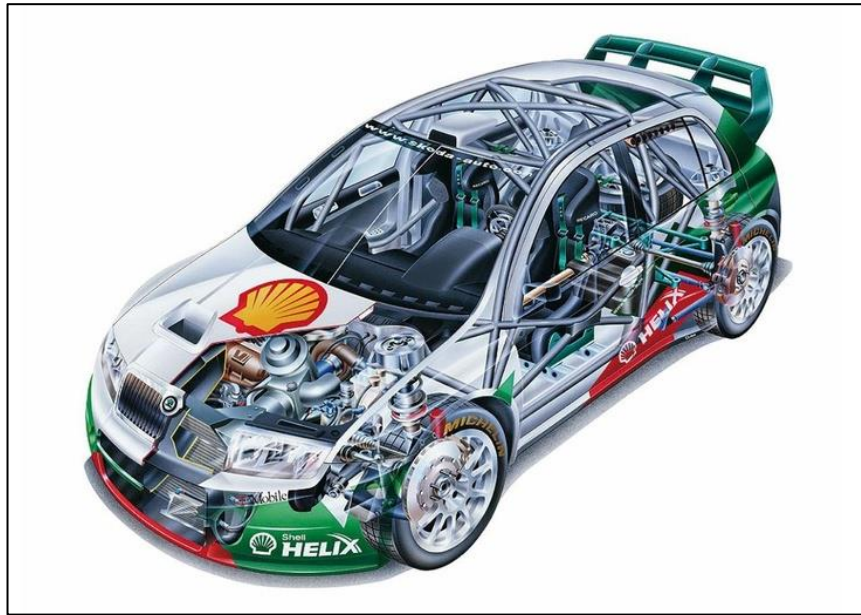


**FIGURA 1.27:** MONOCASCO ACTUAL DE UN VEHÍCULO DE FORMULA 1

Si se observan competiciones de Rally o de fórmulas con un nivel inferior se utilizan en muchos casos chasis tubulares debido a las ventajas que estos presentan en competición debido a su gran resistencia y su bajo peso, o bien chasis convencionales, reforzados con estructuras internas tubulares y protecciones más resistentes para vueltas o colisiones.



**FIGURA 1.28:** CHASIS TUBULAR EMPLEADO POR UN VEHÍCULO DEL DAKAR



**FIGURA 1.29:** CHASIS TUBULAR EMPLEADO EN UN VEHÍCULO DEL CAMPEONATO DEL MUNDO DE RALLY



## CAPÍTULO 2: EL CHASIS EN FORMULA STUDENT.

## 2.1.-INTRODUCCIÓN.

En las competiciones de fórmula SAE, se encuentran diversos tipos de chasis. Las universidades que disponen de un presupuesto alto y que cuentan con una experiencia de varios años en competición optan en algunos casos por el monocasco de fibra de carbono.



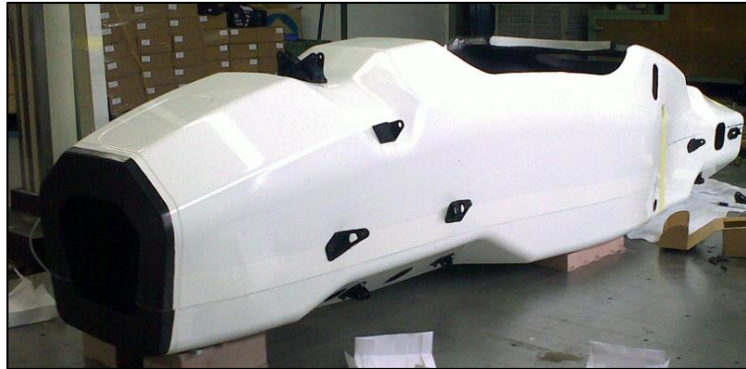
FIGURA 2.1: MONOPLAZAS DE FORMULA STUDENT (UPCT Y UPV)

De todos modos, este tipo de chasis tiene una participación minoritaria en los monoplazas de esta competición.

Los equipos que tienen los recursos económicos y técnicos necesarios para fabricar este tipo de chasis tienen la ventaja de obtener una estructura muy resistente y con un comportamiento excelente en pista, ya que este tipo de estructuras ofrecen gran resistencia a torsión y su peso es menor que el de las estructuras de acero.

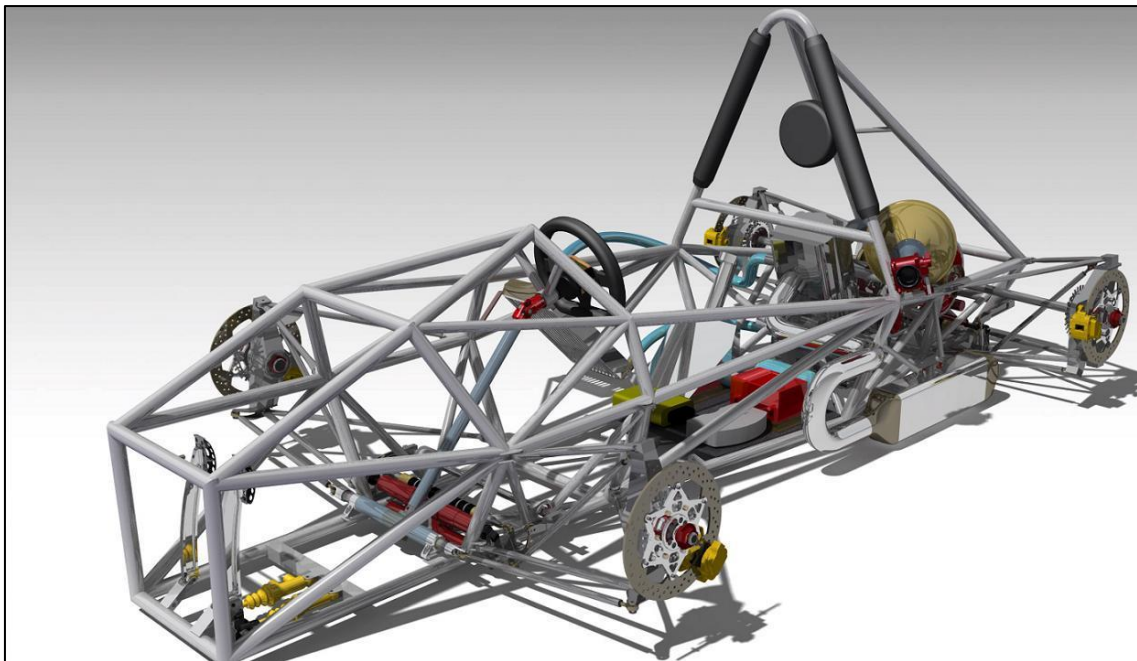


FIGURA 2.2: MONOPLAZA DE FORMULA STUDENT (T.U. STUTGART)



**FIGURA 2.3:** MONOCASCO FORMULA STUDENT. UNIVERSIDAD DE STUTGART

Por otro lado las estructuras más comunes en la fórmula SAE son las tubulares de acero. Este tipo de estructuras ofrecen una buena respuesta a los esfuerzos, aunque su principal inconveniente es el aumento el peso respecto a las anteriores, con la ventaja de un coste mucho más reducido.



**FIGURA 2.4:** CHASIS TUBULAR DE UN MONOPLAZA DE FORMULA STUDENT



Dentro de las estructuras de acero tubulares, la mayoría de ellas son soldadas, aunque existe la posibilidad de optar por uniones atornilladas en ciertas partes del chasis, pero normalmente los equipos no utilizan este tipo de uniones.



FIGURA 2.5: CHASIS TUBULAR DE UN FORMULA STUDENT. UNIONES ATORNILLADAS.

Otra posibilidad a tener en cuenta es la opción de incluir partes de aluminio en el chasis con la ventaja de la reducción de peso que esto supone, aunque con los inconvenientes de incurrir en otro coste al incluir un nuevo material tanto en los costes como en el diseño.

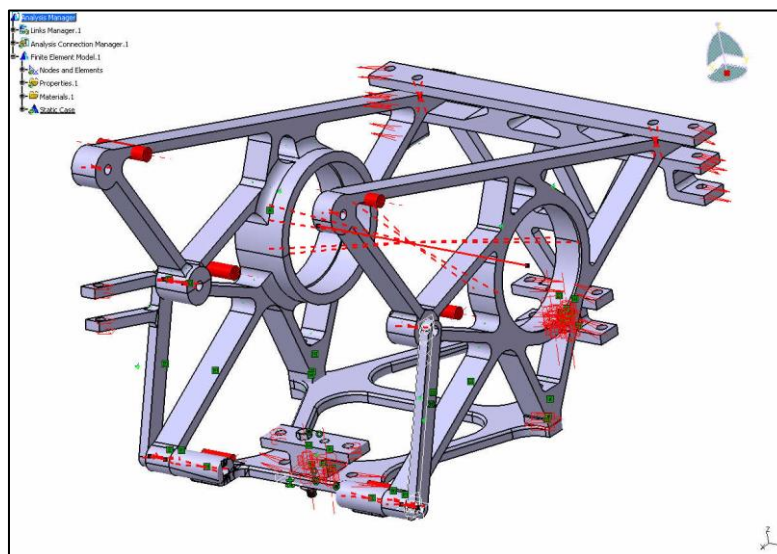
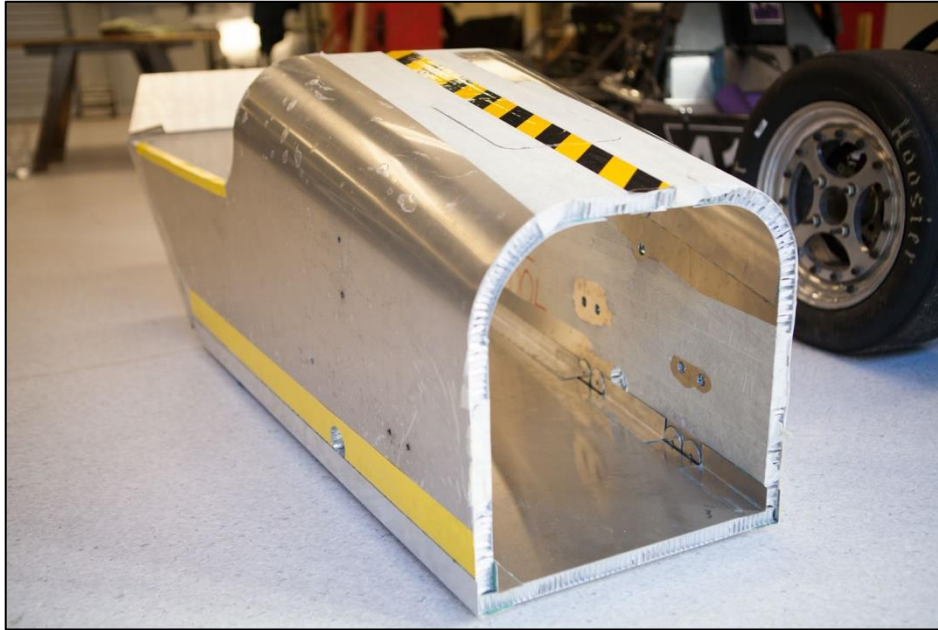


FIGURA 2.6: ESTRUCTURA TRASERA EN ALUMINIO DE UN MONOPLAZA DE FORMULA STUDENT

Aunque la mayoría de los grupos se dedican al estudio de un chasis tubular en cuanto a la disposición y geometría de materiales, hay algunos equipos que han ido más allá utilizando tubos de secciones variadas, cuadradas, circulares y en algunos casos chapas enfrentadas rellenas de ciertos materiales para conseguir siempre el mismo objetivo, mayor rigidez a torsión con el menor peso y coste posible.



**FIGURA 2.7:** CHASIS MONOCASCO DE ALUMINIO DE UN FORMULA STUDENT

## 2.2.-RESTRICCIONES QUE AFECTAN AL CHASIS.

Como en toda competición, en la fórmula SAE existen una serie de especificaciones que vienen dadas por parte de la organización:

- La distancia mínima entre ejes o batalla, será de 1525 mm (midiendo esa distancia desde el centro del contacto de la rueda delantera con el suelo, al centro del contacto de la rueda trasera con el suelo, con las ruedas delanteras rectas).
- La vía (distancia entre ruedas del mismo eje) del vehículo más pequeña, no ha de ser en ningún caso inferior al 75% de la vía mayor.
- La distancia al suelo de la parte inferior del chasis ha de ser la suficiente para no contactar en ningún momento con la pista, o partes de ella (pianos...).
- En la parte posterior del coche se debe facilitar un punto de enganche que debe soportar el peso del vehículo. Debe estar orientado perpendicularmente a la línea longitudinal del vehículo, y debe ser horizontal. Debe ser de forma tubular de un diámetro de 25.4 mm. La longitud debe ser mayor que 300 mm, y la altura mínima al suelo debe superar los 75mm medida desde la parte más baja del tubo de enganche. Por otro lado los 180º inferiores del tubo deben de estar descubiertos a lo largo de una distancia mínima de 280 mm. Esto es necesario para la sujeción y remolque del vehículo por parte de los jueces o empleados de pista en caso de ser necesario.
- El diseño se realizará para que sea válido para el piloto más alto del equipo y para un hombre elegido entre la población al azar en el 95% de los casos. La plantilla de este hombre en 2D viene dada por la organización (Figura 9). Un círculo de 300 mm representará la cabeza con el casco del piloto. Otro círculo de 200 mm representará los hombros y las cervicales. Otro de 200 mm es el que simulará las caderas. Una línea recta de 490 mm unirá los centros de los dos círculos de 200 mm, y una línea recta de 280 mm conectará los hombros con la cabeza y el casco. Este modelo debe estar situado en la posición normal de conducción, con la espalda en el respaldo, y con la cabeza a 25.4 mm del acolchado posterior al casco.

**Espesores:**

La estructura principal del coche ha de ser construida de acero bajo en carbono o aleado, en tubos (mínimo 0.1% de carbono), con las dimensiones especificadas en la tabla siguiente:

ARTÍCULO o USO	DIÁMETRO EXTERIOR x ESPESOR DE
Arcos principales y delanteros	25.40 mm x 2.40 mm o 25.0 mm x 2.50 mm
Soporte de la mampara delantera.	25.40 mm x 1.25 mm
Protección lateral del impacto, mampara delantera, tirantes del aro de vuelco y accesorio del arnés de seguridad	25.40 mm x 1.60 mm o 25.0 mm x 1.75 mm

**Tabla 2.1:** Normativa en cuanto a dimensiones de los tubos empleados en el chasis.

El uso de aleaciones no permite utilizar un grosor de pared menor que el especificado para acero bajo en carbono.

También podrán ser utilizados otros materiales bajo las siguientes condiciones:

- Que la disposición de materiales alternativos adoptada tenga un E-I mayor o equivalente sobre el eje más débil.
- El tubo no podrá ser de un grosor más fino de lo especificado en la Tabla 2 y Tabla 3.
- El arco principal y su apoyo deben estar hechos de acero.
- Requisitos de tubos de acero:

MATERIAL Y APLICACIÓN	ESPESOR DE PARED MÍNIMO
Tubos de acero para los aros delantero y principales	2.1 mm
Tubos de acero para apoyo de los aros de vuelco, mampara delantera y sujeción del arnés de seguridad	1.65 mm
Tubos de acero para protección de impacto lateral	1.25 mm

**Tabla 2.2:** Normativa de espesores para los tubos empleados en el chasis.



Tubos de aluminio:

Material y Aplicación	Espesor de Pared mínimo
Tubos de aluminio	3.17 mm

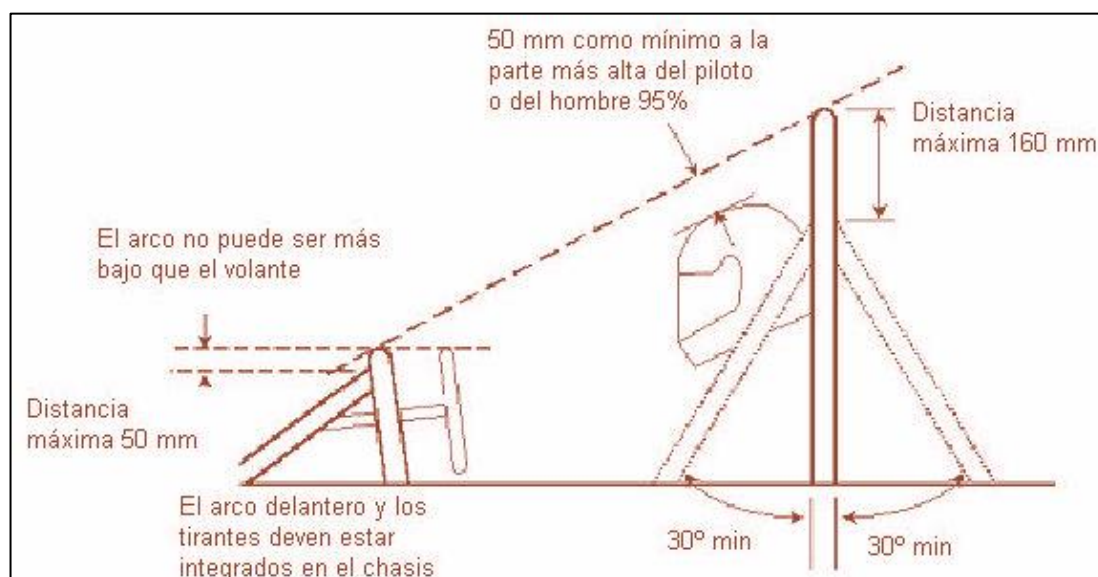
**Tabla 2.3:** Normativa sobre espesor de pared mínimo para tubos de aluminio.

Los tubos de aluminio deben ser tratados térmicamente y endurecidos tras la soldadura.

El equipo deberá presentar en este caso un informe del proceso.

### **Arcos de seguridad:**

La estructura de protección del piloto consta entre otras partes de dos arcos de seguridad, uno frontal justo anterior al volante de dirección, y otro (el principal) colocado detrás de la cabeza y espalda del piloto. La cabeza del conductor debe estar protegida del suelo en todo momento en caso de vuelco. Por ello teniendo en cuenta el piloto más alto, o el modelo de piloto que se ha da do anteriormente, en ningún caso debe quedar un distancia menor de 50.8 mm entre la parte superior del casco del piloto y la tangente a los dos arcos de seguridad.



**FIGURA 2.8:** DIMENSIONES EXIGIDAS PARA CUMPLIR SEGURIDAD ANTIVUELCO

En la construcción se debe tener en cuenta que no puede haber fisuras u ondulaciones en los tubos de los arcos de seguridad. Por otra parte, las curvas en ellos, medidas en su línea central han de tener un radio mínimo de tres veces el diámetro exterior del tubo.

**Arco principal:**

- El arco principal debe estar construido de una sola pieza de acero de las características (espesor y diámetro) especificadas para tubos de acero anteriormente.
- El arco principal debe prolongarse desde la parte más baja de un lado del chasis hasta la parte más baja del otro lado.
- En una vista lateral del vehículo, la parte del arco principal que asoma por encima del punto de unión de éste con el chasis ha de tener una inclinación menor de  $10^\circ$  con la vertical.
- En una vista frontal del vehículo, los miembros verticales del arco principal de seguridad, deben de estar al menos 38 mm separados del lugar en el que el arco principal se une con el resto del chasis.

**Arco frontal:**

- El arco frontal debe estar construido de acero de las mismas características dimensionales que el arco principal.
- Por otro lado con un buen estudio, triangulación, y refuerzos, este arco no será obligatoriamente de una pieza.
- El arco debe ir desde la parte más baja de un lado del chasis hasta la parte más baja del otro lado.
- En ningún momento la parte más alta del arco frontal ha de ser más baja que la parte más alta del volante (en cualquier posición de éste).
- En una vista lateral el arco frontal no podrá tener una inclinación mayor de  $20^\circ$  sobre la vertical.

**Tirantes del arco principal:**

- Deben ser construidos en acero de la sección antes mencionada en los dos arcos.

- El arco principal debe ir reforzado con dos tirantes, hacia delante o hacia atrás, pero éstos no podrán estar al mismo lado al que se inclina (en caso de que se incline) el arco principal.
- Los tirantes deben estar soldados a la parte más alta posible del arco principal, nunca en un lugar más bajo que 160 mm desde la parte superior del arco.
- Los tirantes deben ser rectos.

#### **Tirantes del arco delantero:**

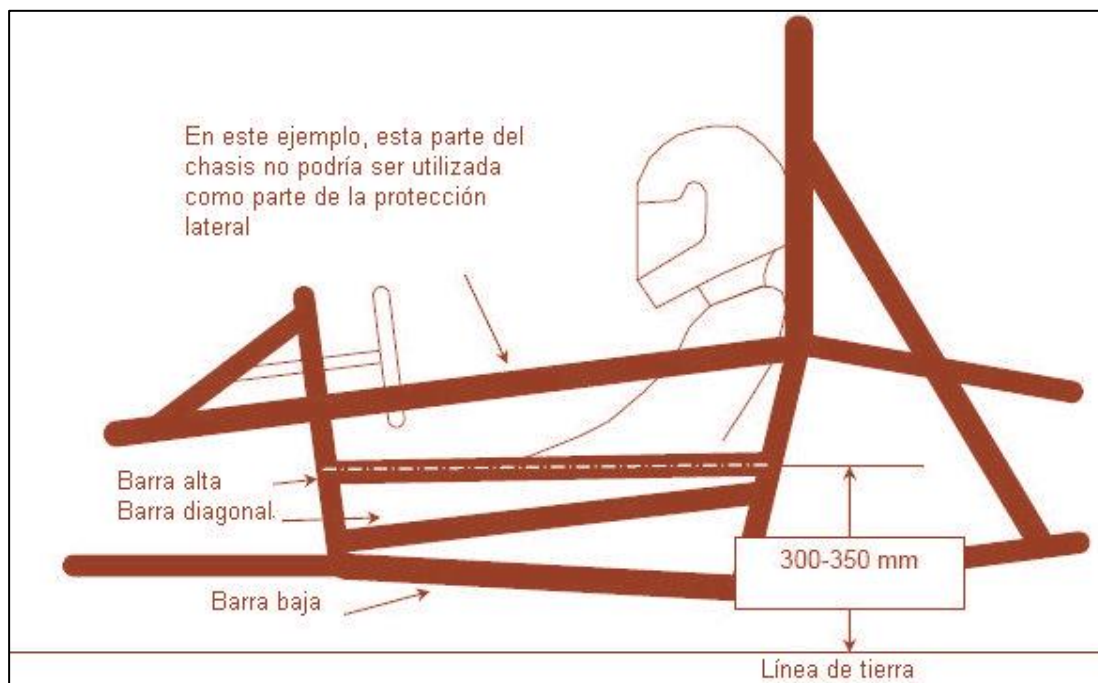
- Los tirantes del arco frontal deben ser de la misma sección que los del arco principal.
- Los tirantes han de proteger las piernas del conductor, por lo que deberán estar a ambos lados y han de llegar hasta la estructura de protección de los pies del piloto.
- Han de ser soldados lo más cerca de la parte superior del arco posible, nunca más bajos de 50 mm (de la parte superior del arco)

#### **Plano frontal encargado de proteger los pies del piloto:**

- Por delante del plano frontal debe de haber un atenuador de impacto que absorba de energía.
- El plano frontal debe estar construido con tubos de las mismas características geométricas que los usados para los arcos de seguridad.
- Debe estar situado de tal forma que los pies del piloto (sin estar presionando los pedales) queden protegidos por él.
- Como mínimo debe tener tirantes en la parte más alta (no más bajos de 50mm) hacia el arco frontal, así como en la parte más baja.
- Debe estar sujeto, nodo a nodo, triangulando, con al menos una diagonal por lado.

**Protección de impactos laterales:**

- La protección lateral está formada al menos por tres piezas tubulares de sección igual a la de los arcos de seguridad.
- Con un piloto de 77 kg sentado en el coche, la pieza más alta de la protección lateral, debe unir el arco frontal y el principal a una altura del suelo mayor de 300 mm y menor de 350 mm. En el caso de que hubiese otra pieza del chasis que cumpla estas características, podría ser utilizada como protección.
- La pieza inferior de la protección lateral, debe conectar la base del arco frontal con la base del arco principal.
- Con la adecuada triangulación y estudio es posible construir las piezas con más de un tubo.
- Se deberá poner una diagonal que complete la protección como muestra el croquis de la figura:

**FIGURA 2.9:** DIMENSIONES EXIGIDAS PARA CUMPLIR PROTECCIONES LATERALES

## 2.3.-CRITERIOS DE DISEÑO DE UN CHASIS TUBULAR.

El fin del chasis de un vehículo es ejercer de elemento de unión entre el eje delantero y trasero del mismo, soportar las masas del automóvil y proteger al piloto de un posible accidente. En este capítulo se introducirán cuales son los parámetros que se deben optimizar para mejorar el comportamiento del chasis. A continuación se estudiarán estos factores clave que son: la rigidez , el peso y el coste.

El comportamiento de un coche en pista mejora con el incremento de la rigidez del chasis, la rigidez forma junto con el peso los dos factores funcionales principales del chasis. La dificultad de optimizar estos factores radica en que el incremento de rigidez supone en muchos casos un incremento de peso y de coste. Dependiendo tanto de las restricciones técnicas como económicas de la competición a la que se destina el monoplaza (tiene que tener un coste total de inferior a 25000 \$) se deben ponderar de distinta forma estos factores. Al igual que el coste es el factor menos importante en competiciones como la Fórmula 1, en una competición como la fórmula Student toma un valor importante ya que un exceso del mismo implica reducir el presupuesto en otras secciones del vehículo.

### Criterios de rigidez:

- Rigidez a flexión:

El coche va a estar sometido a unas cargas que tienden a deformar el chasis cuando el automóvil se apoya en las suspensiones como se indica en la siguiente figura:

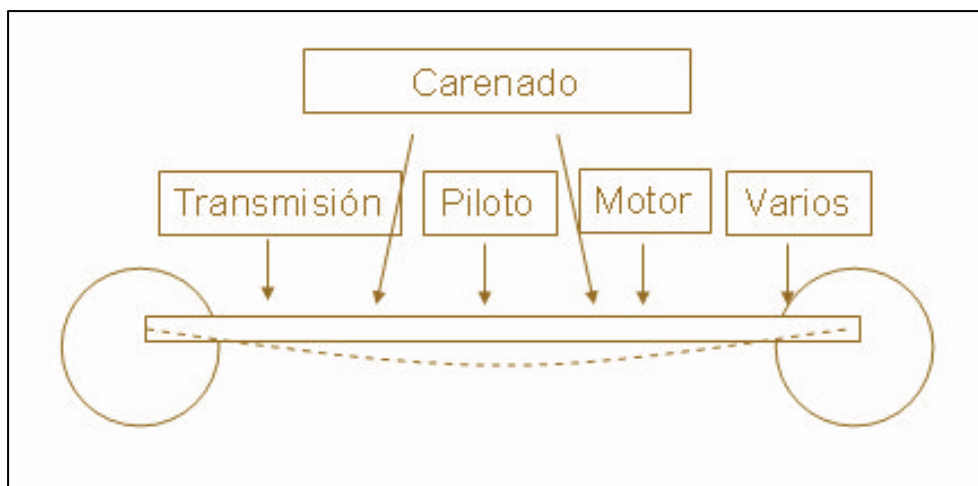


FIGURA 2.10: CARGAS QUE PRODUCEN FLEXIÓN EN UN CHASIS.

Sin embargo la experiencia de los fabricantes de chasis admite que no es un problema a la hora del diseño, ya que al ser más restrictivas las condiciones de rigidez torsional, si se sobrepasan éstas, se superan también los requisitos de rigidez a flexión.

- Rigidez torsional:

Se suele expresar en N-m de par por grado de deformación. Esta medida se toma al ejercer un par torsor en una de las suspensiones mientras que se fijan los desplazamientos de la otra, como se puede observar en la Figura:

Estos esfuerzos son causados por las suspensiones cuando el coche entra en una curva, o pasa por un bache, alcanzando su valor máximo cuando la rueda interior o exterior del vehículo pasa por encima de un piano a una velocidad alta.

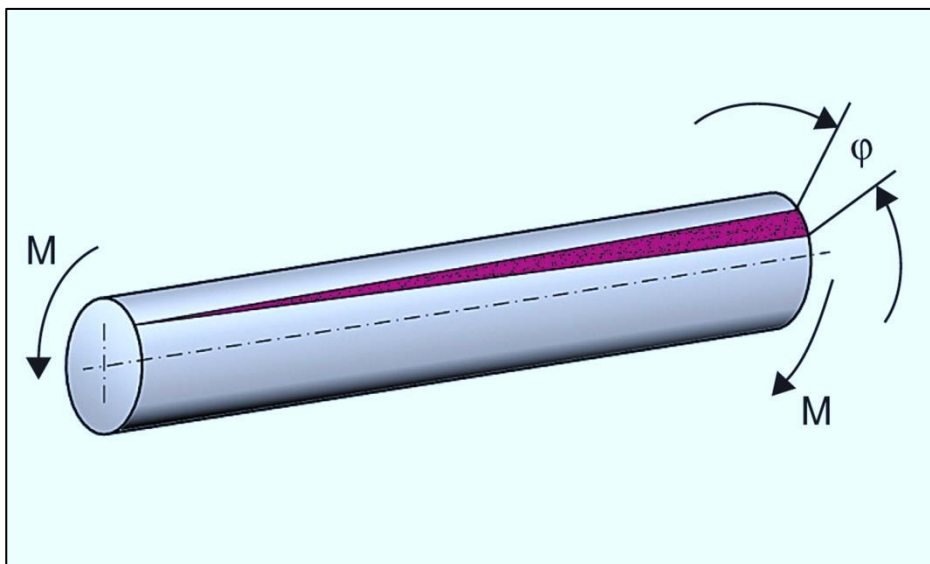
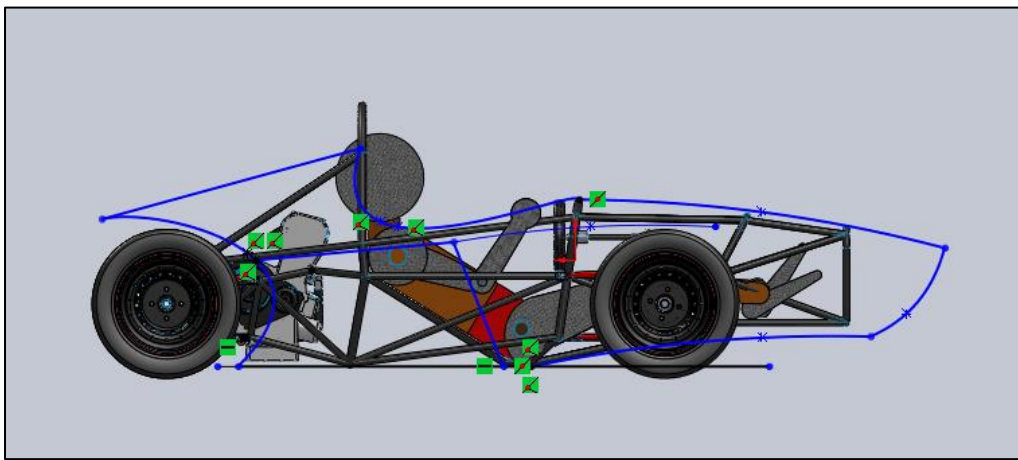


FIGURA 2.11: EJEMPLO DE TORSIÓN EN UNA BARRA CILÍNDRICA.

### **Distribución de masas:**

El centro de gravedad de un automóvil juega un papel fundamental en el comportamiento del mismo sobre la pista. Para evitar el balanceo en las suspensiones y mejorar el comportamiento global del monoplaza, el centro de gravedad ha de estar lo más bajo posible.

Por otro lado, el diseño del chasis determina dónde estarán situados el resto de componentes del monoplaza.



**FIGURA 2.12:** DISTRIBUCIÓN DE MASAS ADECUADA PARA UN CENTRO DE GRAVEDAD BAJO.

### **Criterios sobre el espacio:**

Los siguientes puntos se han de tener en cuenta ya que en algunos casos pueden actuar como restricciones dimensionales sobre el diseño del chasis:

- Debe considerarse cierta facilidad de acceso a las partes mecánicas del vehículo para actuar en caso de avería.
- Se debe cumplir la restricción de la organización en cuanto al espacio destinado al piloto, pero también hay que tener en cuenta las dimensiones del piloto real, para otros datos de interés como tener suficiente línea de visión, o la longitud de la parte frontal dónde deberá haber espacio suficiente para alojar las piernas.



- Es necesario comprobar que la línea de visión del piloto está por encima del arco frontal del chasis.
- El piloto debe ser capaz de salir del coche en un tiempo inferior a 5 segundos según las normas de la competición, por lo que el diseño debe facilitar la salida del conductor.
- Facilidad de extracción del motor en caso de avería.



**FIGURA 2.13:** UNA AMPLIA ZONA TRASERA PERMITE EXTRAER EL MOTOR DESDE ARRIBA.

### **Criterios sobre costes:**

Al contar con un presupuesto limitado es necesario disminuir los costes lo máximo posible. Por ello se han tomado las siguientes medidas:

- La selección de tubos variará lo menos posible en cuanto a diámetros se refiere.
- Se intentará reducir el número de uniones con gran número de tubos, ya que cuántos más tubos haya se dificulta más la soldadura.

- Dada la gran gama de precios que existe para tubos estructurales, ya sean distintos aceros como otros materiales, será import ante escoger un tipo de material que cumpla nuestros requisitos y que a su vez no dispare los costes.
- Los perfiles escogidos serán aquellos que se encue ntren en las empresas distribuidoras en stock permanente. Por un lado tienen un coste más bajo, y además no es necesario encargarlos, con el retraso y problemas que esto podría conllevar.



**FIGURA 2.14:** CHASIS TUBULAR DEL EQUIPO UPCT (2012) LLEVADO A ANÁLISIS.

Por último, para la construcción del chasis hay que tener en cuenta distintos factores tales como:

- Hay elementos que no forman parte directa de la estructura pero que aportan rigidez y han de tenerse en cuenta, como por ejemplo el motor.
- Los elementos que suponen las mayores masas del vehículo deben anclarse en los nodos.
- Si se utilizan materiales con menor módulo elástico  $E$  como el aluminio o el titanio en tubos que estén sometidos a esfuerzos importantes, será necesario aumentar la sección o cambiar la disposición de algunas barras para conseguir los mismos resultados.

## 2.4.-ESPECIFICACIONES CONCRETAS DEL MODELO 2012.

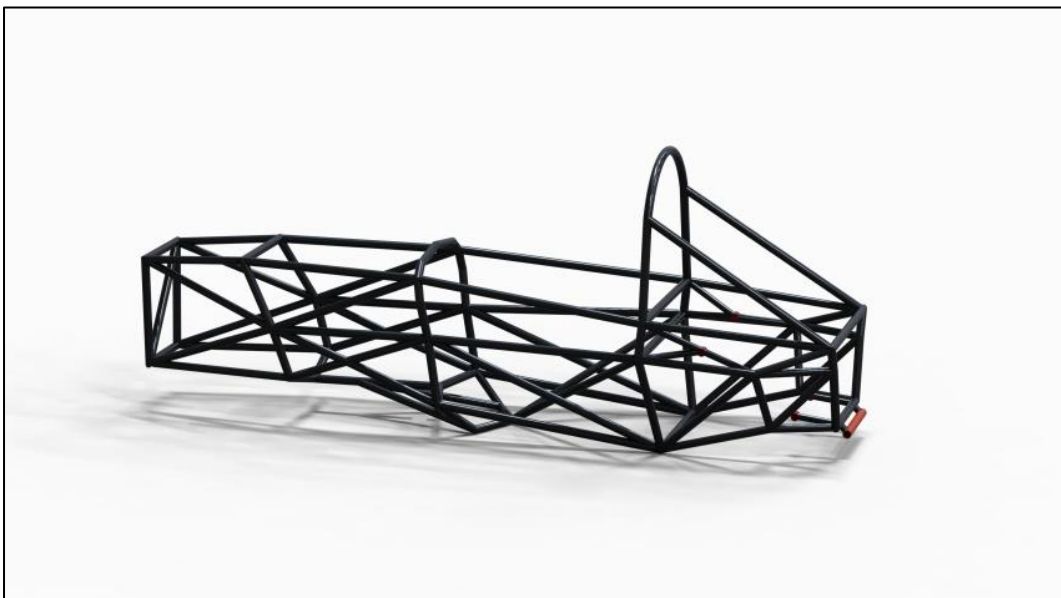


**FIGURA 2.15:** MONOPLAZA DEL EQUIPO UPCT (2012) EN EL CIRCUITO DE SILVERSTONE

En nuestro caso, en el caso del equipo de competición de la universidad de Cartagena, para el prototipo de 2012 se eligió el chasis tipo multitubular, debido a las ventajas que este presenta en nuestro caso.

Un gran aporte de rigidez estructural con un peso que no llegue a ser excesivo y por supuesto y sin ser menos importante, su bajo coste. Un bajo coste en material, y además de mano de obra, ya que se realizó en parte por los miembros del equipo.

Por otro lado, las posibilidades de llevar a acabo un diseño y posterior fabricación de un chasis monocasco estaba fuera de nuestro alcance, causa del coste de los materiales y la falta de una empresa especialista en el sector que se decidiese a apoyarnos.



**FIGURA 2.16:** CHASIS TUBULAR DEL EQUIPO UPCT (2012)

Nuestro chasis multitubular fue fabricado en acero, siguiendo las normas detalladas anteriormente sobre los materiales y espesores. En él podemos encontrar los siguientes tipos tubos (medidas en mm)

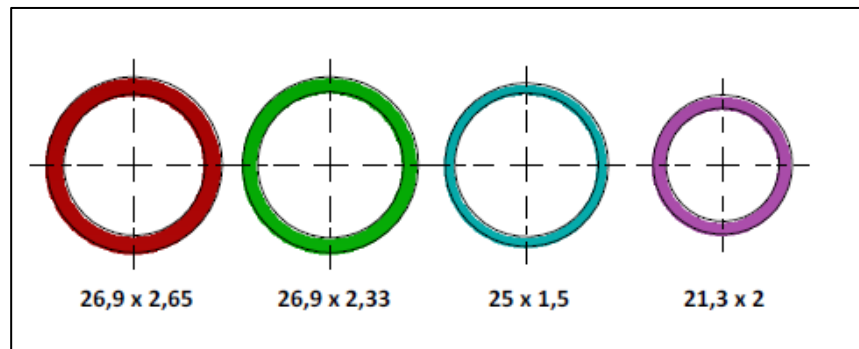


FIGURA 2.17: DIAMETROS DE TUBO EMPLEADOS EN LA FABRICACIÓN DEL CHASIS.

A continuación queda detallada la cantidad de cada uno de los tipos de tubo empleada, así como el peso total y características de cada sección:

	26,9 X 2,65 mm	26,9 X 2,33 mm	25 X 1,5 mm	21,3 X 2 mm
Acero	S-355	S-355	S-235	S-355
Área (m <sup>2</sup> )	$2,018 \times 10^{-4}$	$1,777 \times 10^{-4}$	$1,107 \times 10^{-4}$	$1,212 \times 10^{-4}$
M/m (kg/m)	1,584	1,395	0,869	0,951
Mx=My (mm <sup>4</sup> )	15017,460	13563,540	7675,750	5706,900
Longitud empleada (m)	5,553	17,663	11,871	1,828
Peso en chasis (Kg)	8,800	24,646	10,320	1,740

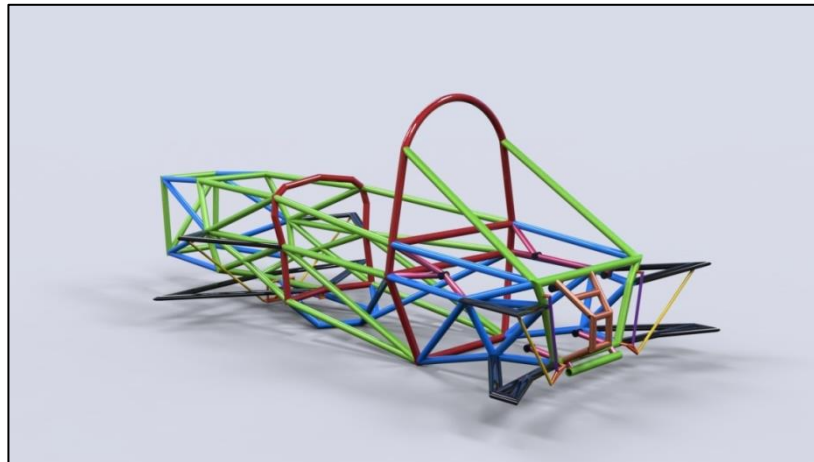
Longitud total tubo empleada (m)	36,916
Peso total del chasis (kg)	45,508
Peso total del chasis con abocardados (Kg)	42,746

Tabla 2.4: Resumen de los tubos empleados en la construcción del chasis.



La presencia de cada tipo de perfil en nuestra estructura puede verse a continuación, siendo los arcos de seguridad los que emplean aquellos perfiles de mayor espesor. El segundo perfil en resistencia (26,9 x 2,33 mm) ha sido usado con el fin de crear un habitáculo muy resistente a posibles impactos, así como para distribuir las cargas de los arcos antivuelco y dar sujeción a los anclajes de suspensión.

Por último, podemos ver como el perfil menos resistente se emplea en la zona delantera del chasis y en la zona trasera.



**FIGURA 2.18:** DISPOSICIÓN EN EL CHASIS DE LOS DISTINTOS TIPOS DE TUBOS.



**FIGURA 2.19:** VISTA LATERAL DEL CHASIS DEL EQUIPO UPCT EN EL CIRCUITO DE SILVERSTONE.



## **CAPÍTULO 3** : CREACIÓN DEL MODELO PARA EL ESTUDIO Y ANÁLISIS.

### 3.1.-INTRODUCCIÓN.

No hay mejor ejemplo que una imagen, la de los ingenieros de Porsche rotulando en el alerón trasero del 918 Spyder la confirmación de que el modelo cumplió con lo que se esperaba de él cuando se simuló su comportamiento por ordenador.

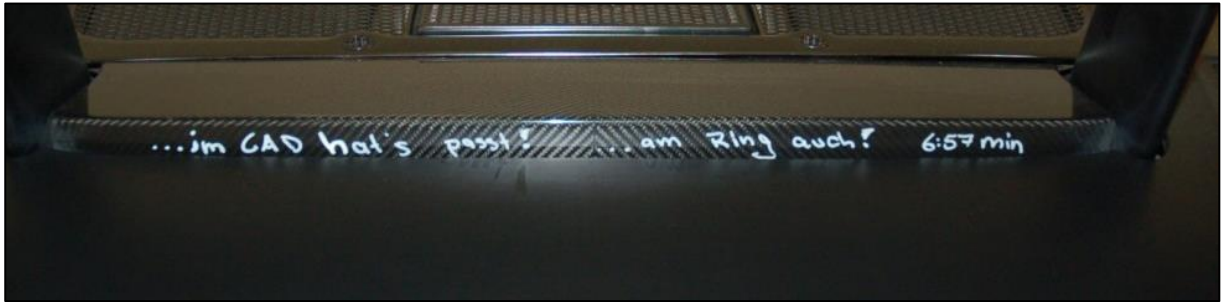


FIGURA 3.1: MENSAJE EN EL ALERÓN TRASERO DEL PORSCHE 918 HYBRID

Y es que en la actualidad, el ahorro de costes que supone el análisis por elementos finitos así como la cantidad de datos que este tipo de análisis arroja es fundamental a la hora de diseñar un vehículo de alto rendimiento.

Para realizar nuestro análisis comenzaremos por la creación de un modelo alámbrico, el cual contenga toda la información geométrica de nuestro vehículo. Incluiremos tanto de el como sea posible, intentando ajustarnos en lo posible a la distribución de pesos real, tanto de la masa suspendida como la de la parte ciclo o no suspendida. Este será creado en formato CAD mediante el uso de SolidWorks como herramienta de diseño 3D.

Definiremos las constantes elásticas de los amortiguadores y neumáticos, rigidez de las barras estabilizadoras, y todo aquello que instalado en el vehículo colabore a la transmisión de cargas como la dirección y aquellos elementos que aun siendo pasivos, como el motor, otorgen rigidez al conjunto .

En definitiva, el objetivo será dar forma a un modelo sólido, ajustado en la medida de lo posible al vehículo fabricado para que nos sirva para dar respuesta a los objetivos de este proyecto de la manera más precisa posible.

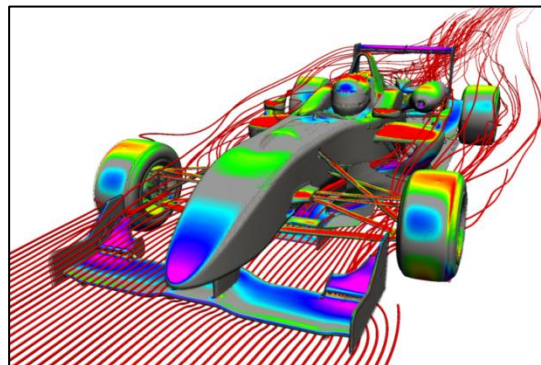


FIGURA 3.2: SIMULACIÓN CFD DE UN MONOPLAZA DE FORMULA 3000

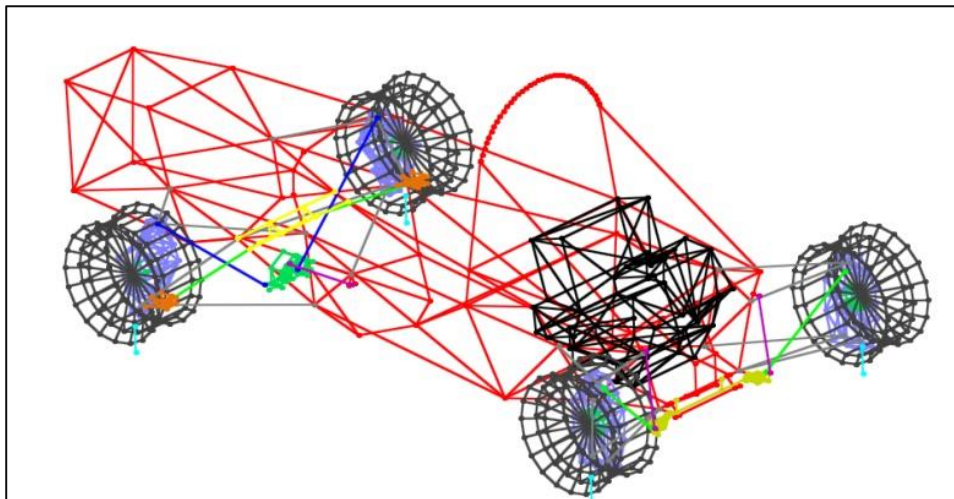
### 3.2.-GEOMETRÍA.

Partiremos del diseño en SolidWorks, donde con un modelo alámbrico definiremos todos los puntos y líneas que forman nuestro chasis y el resto de elementos que componen el vehículo y afectan a su comportamiento.

Incluiremos los más relevantes, quedando constituido en total por los siguientes elementos:

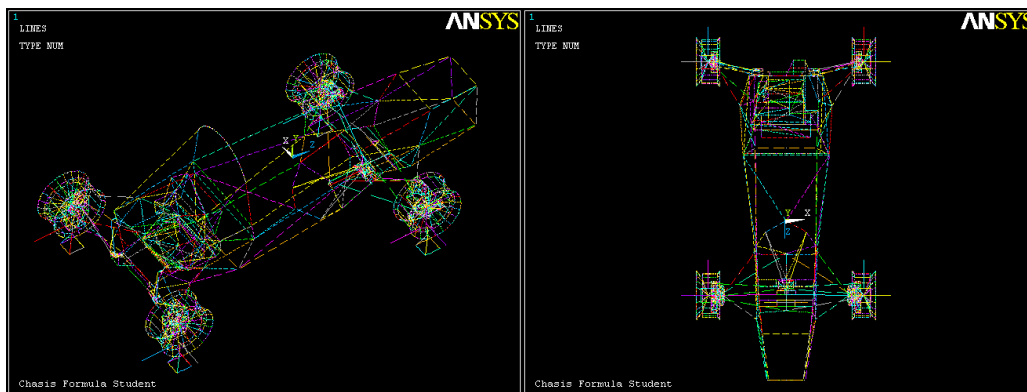
- Chasis
- Triángulos
- Manguetas
- Llantas
- Motor
- Dirección
- Barra estabilizadora trasera
- Mecanismo de suspensión semi independiente delantera

Toda esta información geométrica será trasladada gracias a la compatibilidad existente para importar los archivos CAD tipo .iges directamente desde SolidWorks a Ansys. De este modo, ya en Ansys, recopilaremos toda la información necesaria sobre las coordenadas de cada punto, así como una lista de todas las líneas que forman el modelo y los puntos que unen.



**FIGURA 3.3:** MODELO ALÁMBRICO DE NUESTRO CHASIS EN FORMATO CAD

Esto sentará las bases de nuestra macro, dentro de la cual definiremos posteriormente el tipo de elemento que corresponde a cada una de las líneas así como el tipo de sección, que como hemos visto anteriormente varía a lo largo del chasis.



**FIGURA 3.4:** IMPORTACIÓN DE LINEAS DESDE NUESTRO ARCHIVO CADA A ANSYS.

Una vez tenemos nuestro modelo importado, podremos extraer información suficiente para poder definir por completo la geometría de nuestro modelo.

Cada uno de los puntos que integran nuestro modelo serán definidos de la siguiente forma, proporcionándoles un número y sus correspondientes coordenadas en cada eje:

k,	1,	148.3474,	47.23409,	1176.124
k,	2,	-133.5276,	47.23409,	1176.124
k,	3,	132.4099,	-292.7659,	1176.124
k,	8,	-117.5901,	-292.7659,	1176.124
k,	11,	7.409874,	-341.7779,	667.1236
k,	12,	202.4099,	-292.7658,	681.9306
k,	13,	-187.5901,	-292.7658,	681.9306
k,	15,	-208.3126,	-133.3900,	730.0793
k,	18,	223.1324,	-133.3900,	730.0793
k,	20,	183.3647,	68.78774,	836.9996
k,	21,	-168.5449,	68.78774,	836.9996

**FIGURA 3.5:** METODO DE DEFINICIÓN DE PUNTOS EN ANSYS APDL.

Definidos los puntos, cada línea, la s cuales van siendo numeradas de manera ascendente a medida que son introducidas, serán definidas según los dos puntos que las conforman del siguiente modo:

LSTR,	1,	2	!! Lin 1
LSTR,	3,	1	
LSTR,	3,	2	
LSTR,	2,	8	
LSTR,	3,	8	
LSTR,	11,	12	
LSTR,	13,	11	
LSTR,	15,	13	
LSTR,	12,	18	
LSTR,	18,	20	!! Lin 10
LSTR,	21,	15	
LSTR,	20,	21	

**FIGURA 3.6:** METODO DE DEFINICIÓN DE LÍNEAS EN ANSYS APDL.

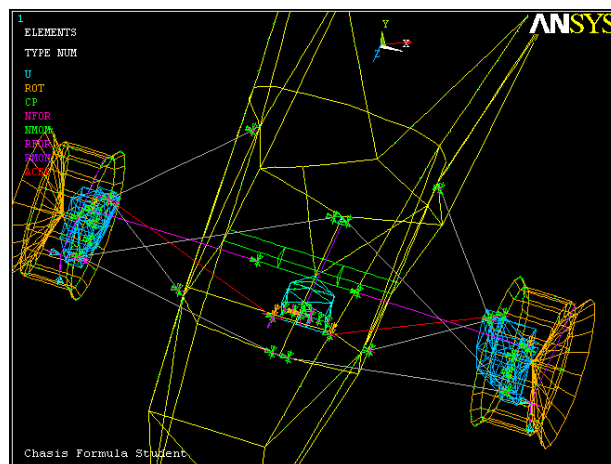
Para definir las rótulas, presentes en nuestra suspensión, definiremos dos puntos que, aun compartiendo coordenadas, tengan distinto nombre. Formando parte cada uno de ellos de uno de los elementos que se unen en dicha rótula.

Tras esto, acoplaremos los desplazamientos de dichos puntos en las tres direcciones como vemos a continuación:

```
! Coupling
CPINTF,UY,0.0001,
CPINTF,UX,0.0001,
CPINTF,UZ,0.0001,
```

**FIGURA 3.7:** ACOPLAMIENTO DE LOS GRADOS DE LIBERTAD EN PUNTOS COINCIDENTES.

De este modo, definiremos todas las rótulas, estando estas presentes tanto en los triángulos como en las barras estabilizadoras, barras empujadoras, brazos de dirección y amortiguadores.



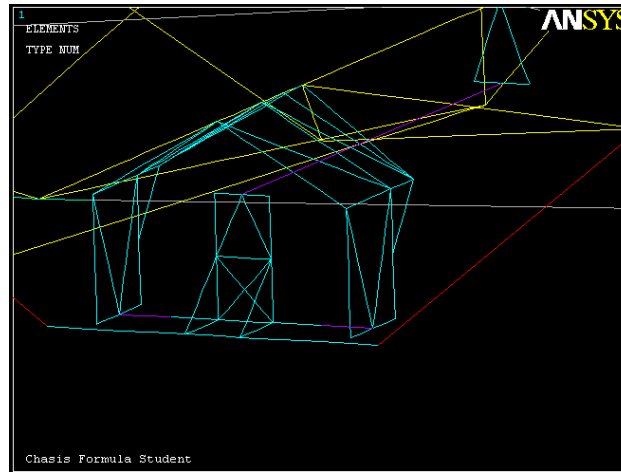
**FIGURA 3.8:** FORMACIÓN DE RÓTULAS MEDIANTE ACOPLAMIENTOS DE GRADOS DE LIBERTAD.

Es preciso mencionar en este punto la manera en que han sido acoplados solo algunos de los grados de libertad de dos puntos no coincidentes en el espacio. Ha sido muy útil para definir el correcto funcionamiento del mecanismo estabilizador delantero.

```
!!! Acoplamiento muelles estabilizadora delantera
!!! Acoplamiento izquierdo (visto desde frente)
CP,1,UZ,9789,10318
CP,10000000,UY,9789,10318
!!! Acoplamiento derecho ( visto desde frente)
CP,3,UZ,9752,10321
CP,10000001,UY,9752,10321
```

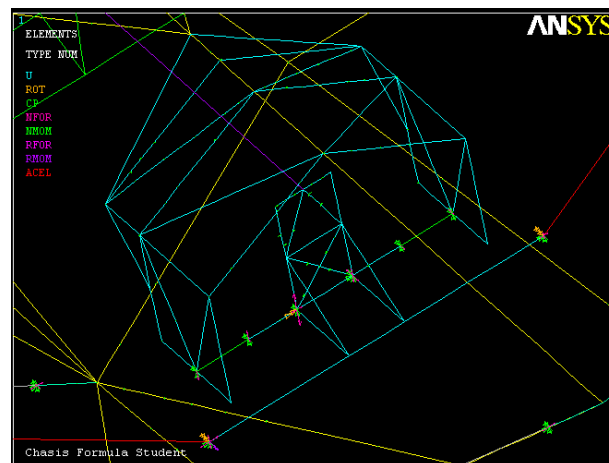
**FIGURA 3.9:** ACOPLAMIENTO DE LOS GRADOS DE LIBERTAD NECESARIOS EN ESTABILIZADORA DELANTERA

En las siguientes imágenes podemos observar el funcionamiento de dicha parte, donde tenemos que la parte central se desplazará de forma horizontal cuando se produzcan distintos desplazamientos verticales en los neumáticos delanteros.



**FIGURA 3.10:** DETALLE DEL MECANISMO DE SUSPENSIÓN DELANTERA.

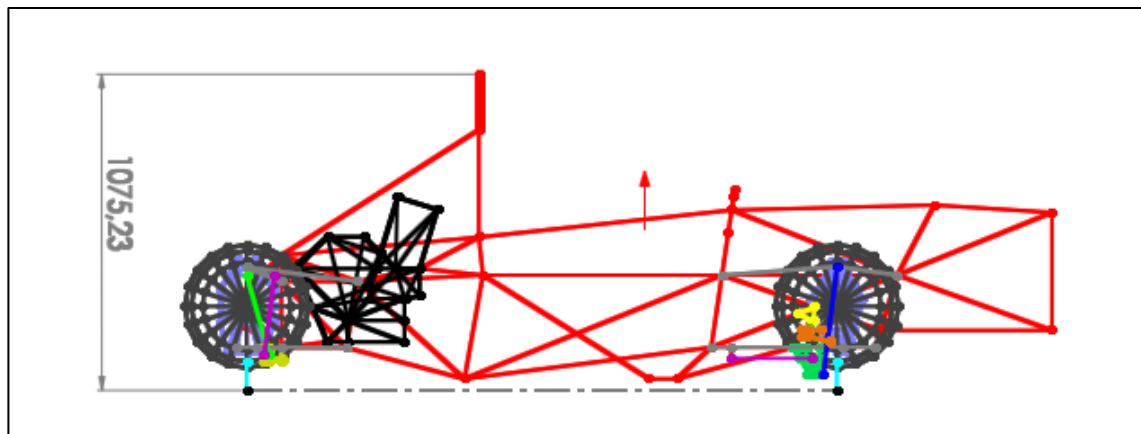
Este desplazamiento comprimirá un muelle y traccionará el otro, que como vemos se dibujan en color morado en nuestro modelo. Dichos muelles simbolizan las arandelas cónicas de tipo Belleville existentes en el modelo real.



**FIGURA 3.11:** DETALLE DEL ACOPLAMIENTO DE GRADOS DE LIBERTAD EN SUSPENSIÓN DELANTERA.

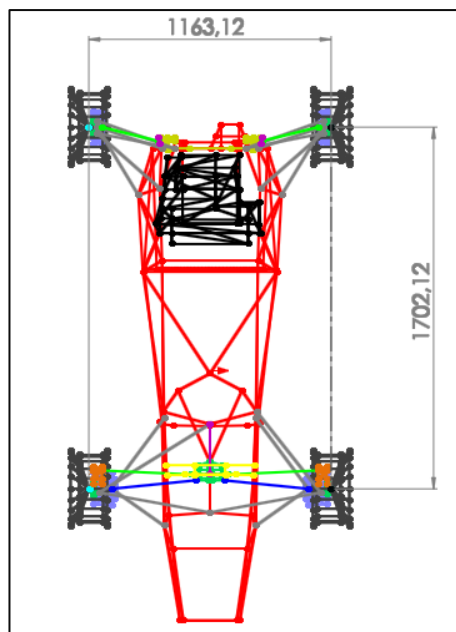
La superposición de éstas en serie trabajará como un muelle, que será el elemento que nosotros modelaremos para simular su funcionamiento.





**FIGURA 3.12:** COTA VERTICAL DEL MONOPLAZA FORMULA STUDENT UPCT (2012)

Una vez nuestra geometría, así como las relaciones que se producen en ella, han quedado definidas, podremos transformar nuestro modelo alámbrico, sin material, en uno donde coexistan los elementos que realmente constituyen nuestro chasis.



**FIGURA 3.13:** BATALLA Y ANCHO DE VIA DEL MONOPLAZA FORMULA STUDENT UPCT (2012)

En la imagen anterior podemos observar en distintos colores los materiales empleados ( no secciones empleadas) en nuestro modelo para simular su peso real, así como las propiedades del sistema, y las proporciones de nuestro modelo en milímetros.

### 3.3.-TIPOS DE ELEMENTOS Y MATERIALES.

Una vez importada nuestra geometría en Ansys, necesitaremos indicar a qué tipo de elemento corresponde cada una de las líneas. Una vez generado el elemento podremos proceder a mallar.

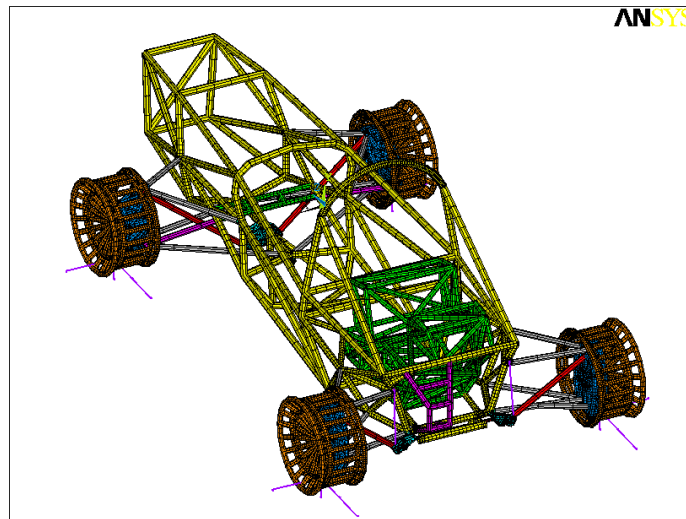


FIGURA 3.14: MODELO EN 3D YA MALLADO EN ANSYS

El procedimiento seguido ha sido el de comenzar definiendo todas las variables asociadas a los materiales y secciones empleadas. Posteriormente nombraremos estas variables para definir las dimensiones de las secciones de nuestros tubos.

```

FINISH
/CLEAR,START

! Datos
!!!!!!
E =210e3      ! MPa
nu =.3
d1 =26.9      ! mm
e1 =2.35      ! mm
d2 =26.9      ! mm
e2 =2.65      ! mm
d3 =25        ! mm
e3 =1.5       ! mm
d4 =21.3      ! mm
e4 =2         ! mm
d5 =20        ! mm
e5 =8         ! mm
d6 =40        ! mm
e6 =18        ! mm
div= 4
DIA=11      ! mm
g = 9.81     ! m/s2

```

Otras propiedades comunes a todos los elementos como lo son el módulo de Young o el coeficiente de Poisson también serán definidas en este encabezado. De igual manera aquí definiremos todas las variables que necesitemos emplear en nuestro modelo, tanto geométrica como de cálculo.

Esto además nos proporciona una gran facilidad para modificar nuestro modelo fácilmente con un único cambio de valor al comienzo del código.

FIGURA 3.15: DETALLE DE LA INTRODUCCIÓN DE VARIABLES EN ANSYS APDL.

Al comienzo del preproceso, una vez definido el valor de las variables necesarias para crear los elementos, definiremos los distintos tipos que serán utilizados. En nuestro caso, definiremos varios elementos del mismo tipo (BEAM188) Este elemento, tipo tubo, compondrá nuestro modelo al completo, excepto en el caso de los muelles, donde el elemento COMBIN14 será el elegido.

```
! Preproceso
!!!!!!!!!!!!
/TITLE, Chasis Formula Student

/PREP7
! Tipos de elementos

ET,1,BEAM188,,,0,,,1    !!Chasis
ET,3,BEAM188,,,0,,,1    !!Barras con Peso del piloto Incluido
ET,2,COMBIN14           !!Muelles
ET,4,BEAM188,,,0,,,1    !!Triángulos
ET,5,BEAM188,,,0,,,1    !!Llantas
ET,11,BEAM188,,,0,,,1   !!Manguetas
ET,6,BEAM188,,,0,,,1    !!Motor
ET,7,BEAM188,,,0,,,1    !!Soportes Triángulos
ET,8,BEAM188,,,0,,,1    !!Mecanismo de suspensión
ET,9,BEAM188,,,0,,,1    !!Soportes de la transmisión
ET,10,BEAM188,,,0,,,1   !!Pulls
```

**FIGURA 3.16:** DEFINICION DE LOS TIPOS DE ELEMENTOS EMPLEADOS EN NUESTRO MODELO.

Los habrá de sección distinta y de igual sección pero asociados a un material distinto con el fin de simular el peso real de cada parte de nuestro vehículo.

```
! Materiales

MP,EX,1,E
MP,PRXY,1,nu
MP,DENS,1,3.000667649e-5

MP,EX,3,E
MP,PRXY,3,nu
MP,DENS,3,2.950274479e-4

MP,EX,2,E
MP,PRXY,2,nu
MP,DENS,2,7850e-9

MP,EX,4,E
MP,PRXY,4,nu
MP,DENS,4,7850e-9

MP,EX,5,E
MP,PRXY,5,nu
MP,DENS,5,2.235596732e-6
```

**FIGURA 3.17:** DEFINICION DE LAS CARÁCTERISTICAS DE LOS MATERIALES EMPLEADOS.

Por último, sólo nos resta definir la sección de estos elementos de tubería. Como podemos ver, todos ellos serán perfiles huecos, donde se definirán los diámetros exterior e interior así como el espesor de pared, a excepción de la última sección. Esta sección es la correspondiente al tipo de elemento número diez, y su sección es maciza.

Dicha sección corresponde a la barra estabilizadora empleada en el tren trasero.

```
! Propiedades

SECTYPE,1,BEAM,CTUBE,tubo1,
SECOFFSET,SHRC
SECDATA,d1/2-e1,d1/2,div

SECTYPE,2,BEAM,CTUBE,tubo2,
SECOFFSET,SHRC
SECDATA,d2/2-e2,d2/2,div

SECTYPE,3,BEAM,CTUBE,tubo3,
SECOFFSET,SHRC
SECDATA,d3/2-e3,d3/2,div

SECTYPE,4,BEAM,CTUBE,tubo4,
SECOFFSET,SHRC
SECDATA,d4/2-e4,d4/2,div

SECTYPE,5,BEAM,CTUBE,tubo5,
SECOFFSET,SHRC
SECDATA,d5/2-e5,d5/2,div

SECTYPE,6,BEAM,CTUBE,tubo6,
SECOFFSET,SHRC
SECDATA,d6/2-e6,d6/2,div

SECTYPE,10,BEAM,CSOLID,tubo10,
SECOFFSET,SHRC
SECDATA,DIA/2,div
```

**FIGURA 3.18:** DEFINICION DE LAS SECCIONES EMPLEADAS EN NUESTRO MODELO.

Se ha elegido la sección circular para la creación del resto de elementos que componen el vehículo y que son modelados en este estudio debido a que no necesitamos gran detalle de estos elementos mas allá de su localización y su peso. El elemento tubular nos proporciona el poder visualizar estos elementos con facilidad y una rapidez de cálculo que no nos daría un elemento continuo de mayor detalle.



**FIGURA 3.19:** REPRESENTACIÓN 3D DE LOS PERFILES TUBULARES EMPLEADOS.

Una vez hemos indicado qué puntos conforman cada línea y qué tipo de elemento es el que sigue dicha línea, el paso que nos resta dar es el mallado de dichos elementos.

```
! Mallado de muelles

TYPE,2
MAT,2

real,1 !! amortiguador delantero

LESIZE,2001,,,1

LMESH,2001

real,2 !! Amortiguadores traseros

LESIZE,2002,,,1
LESIZE,2003,,,1

LMESH,2002,2003

real,3 !! Modelado neumático (Eje Y )

LESIZE,1784,,,1
LESIZE,1785,,,1
LESIZE,1786,,,1
LESIZE,1787,,,1

LMESH,1784,1787
```

Tal y como vimos antes, habían sido definidos dos tipos de elementos en nuestro modelo. Por un lado el elemento Beam, que hace referencia a los perfiles tubulares, y por otro lado el elemento Combin, el cual hará la función de muelle con la solicitud de la constante elástica como parámetro característico.

Para el mallado de muelles, llevaremos especial cuidado, como se muestra a la izquierda, de advertirle al programa que únicamente nos genere un elemento en cada línea mallada. El elemento estará formado por dos nodos, cada uno en uno de sus extremos.

Esto nos ayudará a que no nos cause problemas posteriormente cuando los esfuerzos a los que se vea sometido no sean únicamente esfuerzos axiales.

**FIGURA 3.20:** MALLADO DE LOS ELEMENTOS MUELLE DE NUESTRO MODELO.

Como vemos a nuestra derecha, las instrucciones necesarias para el mallado de tubos serán mas sencillas aún, pues únicamente necesitaremos definir nuestro tipo de elemento, el material y la sección que lo forma y asociar esta información a una o a sucesivas líneas de nuestro modelo.

De forma muy sencilla podremos mallar con unas mismas características líneas correlativas en numeración .

```
! Mallado de Tubos

TYPE,1
MAT,1
SECTNUM,1 !!26.9*2.3

LMESH,1,12
LMESH,97
LMESH,99,102
LMESH,104,106
LMESH,72
LMESH,158

LMESH,75,77
LMESH,115,119
LMESH,122,123

LMESH,133,134
! LMESH,181,182
LMESH,173
LMESH,159
LMESH,160
LMESH,2059,2060
LMESH,2066,2070

LMESH,2077,2085
LMESH,1798,1803
```

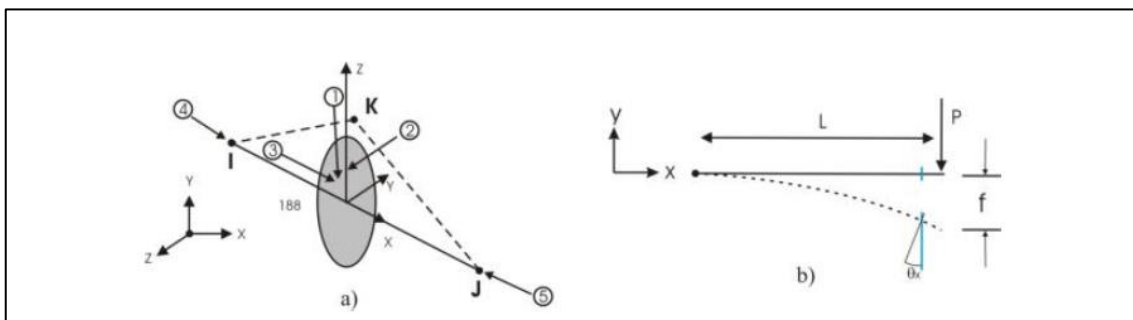
**FIGURA 3.21:** MALLADO DE LOS ELEMENTOS TUBO DE NUESTRO MODELO.

Los elementos tipo viga representan una categoría muy importantes dentro de los programas de elementos finitos. Estos elementos tienen una formulación simplificada, en la que los modelos relativamente grandes se pueden resolver en un tiempo razonable con prestaciones computacionales relativamente reducidas.

Generalmente son recomendados para el análisis de estructuras tubulares de grandes dimensiones.

Entre la variedad de elementos tipo viga disponible, se eligió el elemento de tipo viga denominado "BEAM188".

El elemento BEAM188 es un elemento tridimensional de formulación lineal o cuadrática basado en el modelo de viga de Timoshenko, que tiene en cuenta la contribución de las cortantes y el efecto de inercia rotacional. Es un elemento tridimensional de formulación lineal o cuadrática, definido mediante dos nodos principales (I y J) y las características de la sección del perfil utilizado. Conjuntamente se puede utilizar un tercer nodo K, mediante el cual se determina la orientación del sistema de coordenadas locales del elemento:



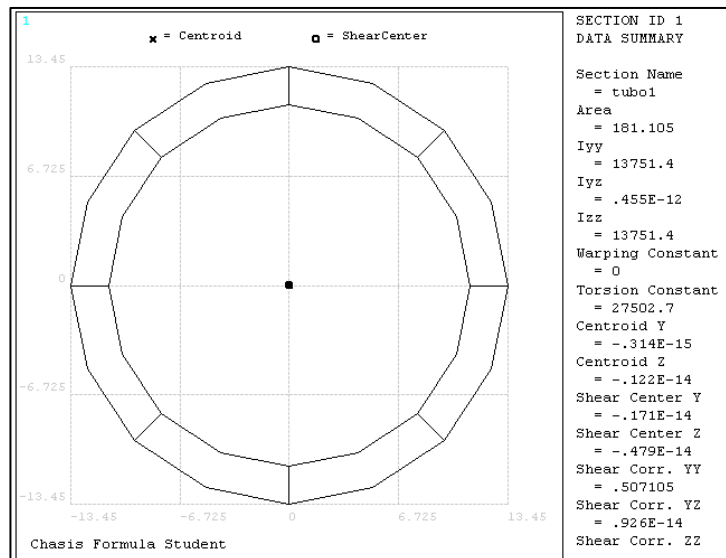
**FIGURA 3.22:** FORMULACIÓN Y CARACTERÍSTICAS DEL ELEMENTO DE TIPO VIGA "BEAM 188"

Este elemento permite que se le asocie un tipo de sección mediante el comando SECTYPE (y sus comandos complementarios, SECDATA, SECNUM...), además permite realizar un "offset" entre su centro de gravedad (dependiente del tipo de sección asignada) y la línea o elemento geométrico al que se asigna.

Por un lado mallaremos la sección, donde elegimos que se llevasen a cabo cuatro divisiones, y por otro, el propio Ansys se encargará de mallar dicho elemento longitudinalmente como si fuese un problema de elasticidad tridimensional. Mientras que el número de divisiones realizadas para cada sección ha sido elegido por nosotros, el número de divisiones longitudinales las realizará el propio programa, eligiendo el número de éstas en función de la longitud del elemento, su espesor, las tensiones que en él se producen y la malla de la sección.



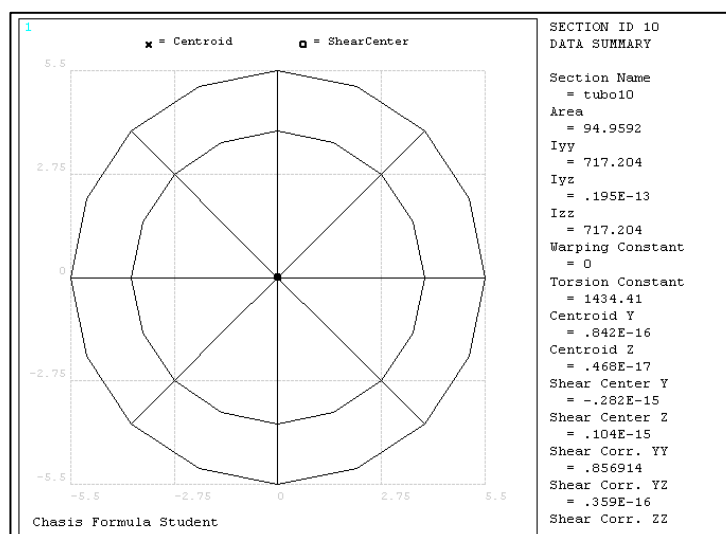
A continuación podemos ver el mallado de una de las secciones empleadas en nuestro modelo, más concretamente aquella que compone los arcos antivuelco del vehículo:



**FIGURA 3.23:** MALLADO DE SECCIÓN HUECA DEL ELEMENTO DE TIPO VIGA “BEAM 188”

La sección anterior, al igual que el resto de secciones empleadas en la construcción del chasis, son huecas.

Sin embargo, nuestra barra estabilizadora trasera se compone de un tubo macizo, cuya sección quedará mallada de la siguiente forma:

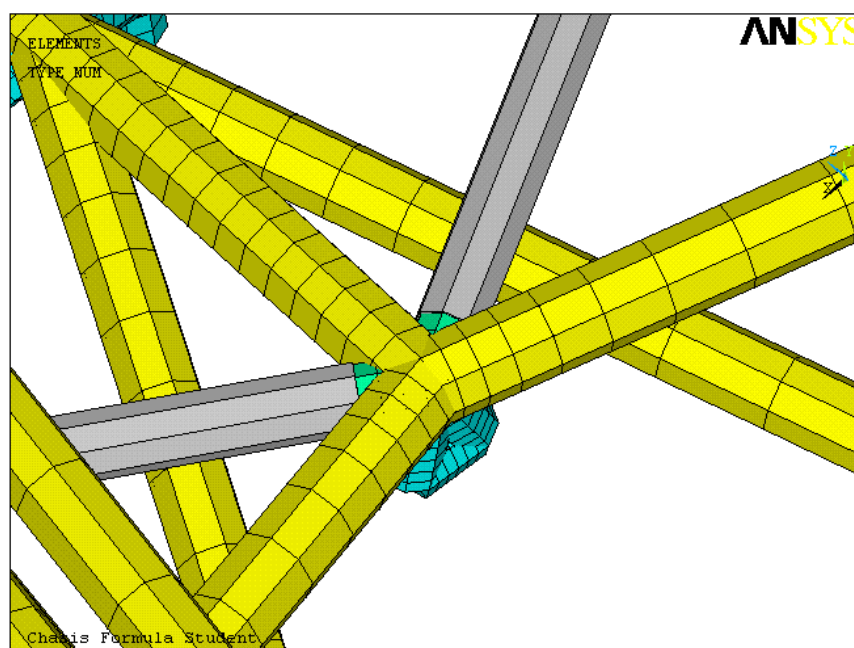


**FIGURA 3.24:** MALLADO DE SECCIÓN MACIZA DEL ELEMENTO DE TIPO VIGA “BEAM 188”

De manera longitudinal cada elemento ha sido mallado de acuerdo a unos criterios en los que se basa el módulo de mallado de Ansys tales como la longitud del elemento o el nivel de sollicitación del elemento.

En la siguiente imagen se puede apreciar como la malla de los elementos de apoyo a la quilla se va agudizando a medida que se acerca al nudo de unión de estas barras entre sí.

Por otro lado observamos cómo los triángulos (en gris) reciben un mallado menos exhaustivo, realizándose un menor número de divisiones, mientras que los elementos de unión de éstos al chasis han sido tupidos con una malla más fina.



**FIGURA 3.25:** MALLADO LONGITUDINAL DEL ELEMENTO DE TIPO VIGA “BEAM 188”

### 3.4.-LOS NEUMÁTICOS.

El neumático es una estructura que suele ser hinchado con aire y montado sobre la llanta, y que debe ser flexible para poder absorber las irregularidades del terreno.

Es la parte elástica responsable del comportamiento dinámico del vehículo y es el punto de unión entre el vehículo y el suelo. Esta superficie que constituyen los neumáticos cumple numerosas funciones como propulsar, amortiguar, estabilizar, frenar etc...



FIGURA 3.26: NEUMÁTICO DELANTERO IZQUIERDO DE UN MONOPLAZA DE FORMULA STUDENT.

Las funciones principales de las ruedas son las siguientes:

- Transmitir los esfuerzos de tracción y frenado
- Participar en la suspensión y confort del vehículo
- Liberar el calor producido por el trabajo de los frenos y neumáticos
- Soportar la masa del vehículo, pasajeros y carga

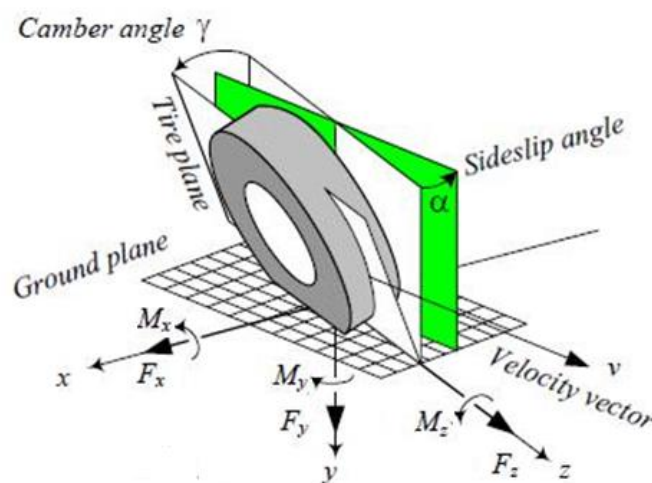


FIGURA 3.27: ESFUERZOS GENERADOS POR UN NEUMÁTICO.

Para contrarrestar la inercia, los neumáticos deben entregar ( o absorber ) la fuerza centrípeta necesaria por medio la adherencia precisa ( y la deformación de su estructura) al suelo. La adherencia, el agarre, es directamente proporcional al peso del vehículo y al coeficiente de adherencia, que se suele definir -informalmente- como la fuerza unitaria necesaria para provocar el deslizamiento del neumático y que depende del estado y composición del suelo y de los neumáticos, la presión de inflado, la temperatura, la geometría del vehículo, etc.

Dicho de otra manera, si consideramos una fuerza lateral aplicada al neumático tendente a hacerle deslizar -derrapar-, éste será capaz de resistirla sin deslizar mientras no supere una cierta cantidad.

Por otra parte, las transferencias de peso hacen que el peso aparente en cada neumático pueda variar según el movimiento ( frenada, aceleración, curva..) y, por tanto, la adherencia total resultante en cada neumático, con lo que cada rueda tendrá un límite de resistencia al deslizamiento variable según la circunstancia. Cuando se sobrepasa el límite de adherencia la rueda comienza a deslizar y, si sucede en todas las ruedas el vehículo resulta despedido hacia el exterior y se pierde la capacidad de dirección y el control de monoplaza.

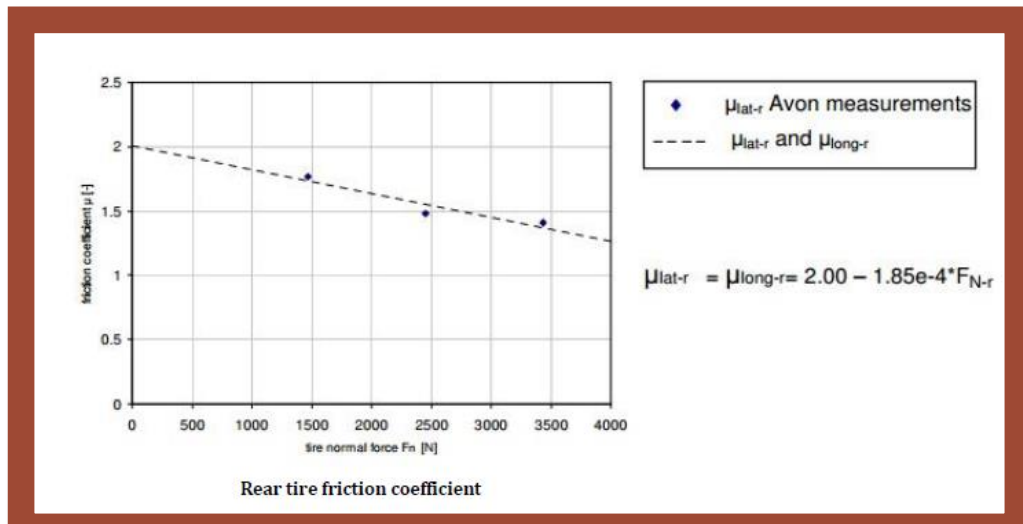


FIGURA 3.28: COEFICIENTE DE FRICCIÓN EN FUNCIÓN DE LA CARGA NORMAL (NEUMÁTICO TRASERO)

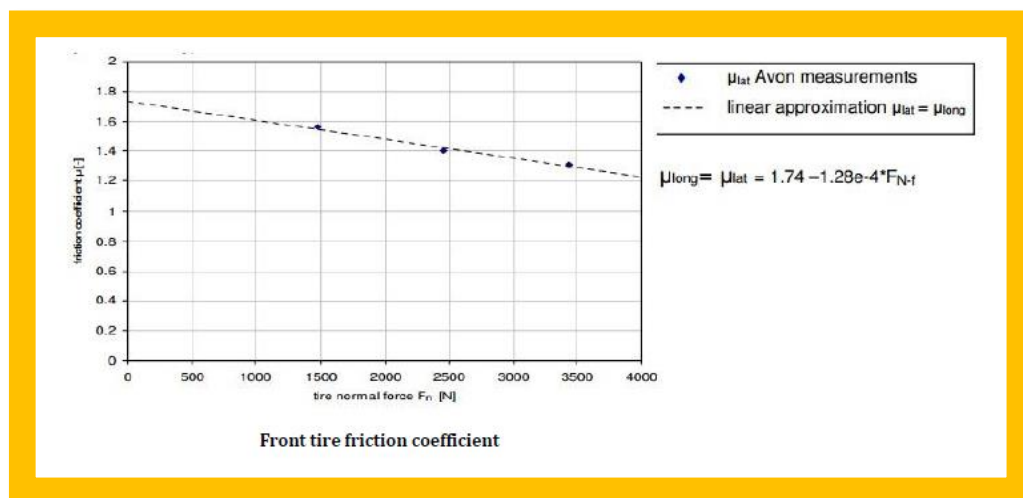


FIGURA 3.29: COEFICIENTE DE FRICCIÓN EN FUNCIÓN DE LA CARGA NORMAL (NEUMÁTICO DELANTERO)

Una de las características más importantes de los neumáticos en lo que afecta a las reacciones del coche en curva es el modo en que su capacidad de adherencia varía en función de la fuerza vertical sobre ellos.

Esta carga viene dada tanto por el peso en estático del vehículo como por la mal llamada «transferencia de pesos». El primero de ellos, el peso que el vehículo podrá llegar a soportar, impondrá un dimensionado mínimo de los neumáticos.

En general, la física básica indica que la fuerza de rozamiento es proporcional a la fuerza perpendicular a la superficie de contacto entre dos cuerpos. Tanto más se incremente esta fuerza perpendicular (vertical, si consideramos una superficie de contacto horizontal), tanto más aumentará la fuerza de rozamiento.

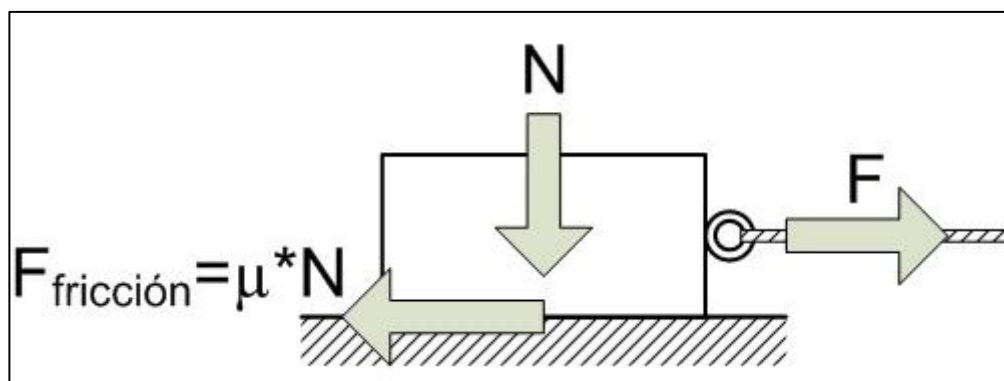


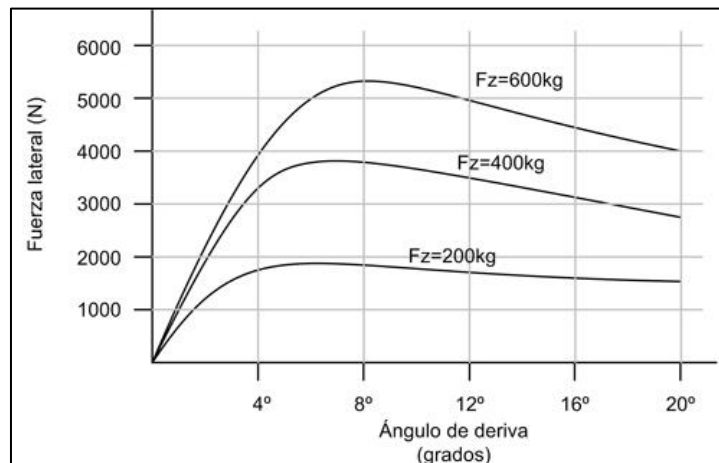
FIGURA 3.30: COEFICIENTE DE FRICCIÓN ESTÁTICO EN UN SÓLIDO RÍGIDO.

Los neumáticos, en cambio, reaccionan de forma ligeramente distinta. Obviamente, la fuerza de agarre máxima que un neumático puede proporcionar aumentará conforme se incremente la fuerza que caiga sobre él, pero lo hará a un ritmo cada vez menor puesto que el coeficiente de rozamiento descenderá.

Es decir, si se duplica la carga que descansa sobre un neumático, el agarre máximo que podrá proporcionar no llegará a ser el doble que el original; será algo menor. Pueden compararse varias curvas de una misma gráfica y ver cómo las correspondientes a mayores fuerzas verticales van mostrando incrementos de fuerza cada vez menores.

Para ilustrar esto, recurriremos a una gráfica sencilla de interpretar, y que representa aproximadamente la reacción de los neumáticos empleados en automóviles de calle.

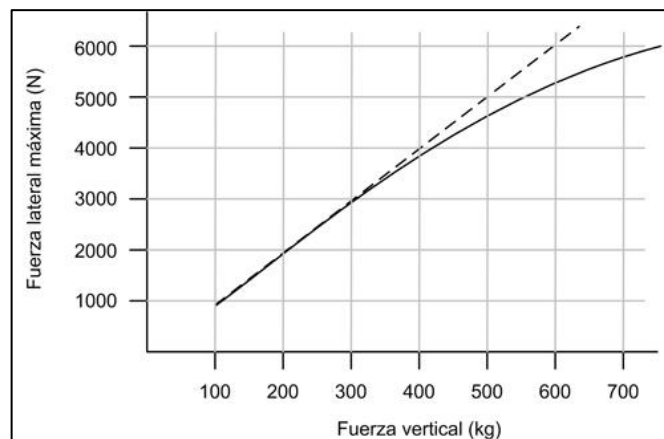
Se muestran las curvas fuerza-deriva para tres cargas verticales distintas: 200, 400 y 600 kg. La de 400 kg podría ser la que soportara en estático el neumático delantero de un vehículo de cerca de 1400 kg con un reparto de pesos de 60/40%.



**FIGURA 3.31:** FUERZA LATERAL EN FUNCIÓN DE LA CARGA NORMAL EN UN VEHÍCULO DE CALLE

Con esa carga de 400 kg (unos 3.920 N), la máxima fuerza lateral posible quedaría en torno a los 3.700 N. Puesto que  $F = \mu N$ , podemos obtener con una simple división que el máximo coeficiente de rozamiento  $\mu$  en tales circunstancias sería de aproximadamente 0,96. El mismo cálculo nos daría un coeficiente de 0,98 para la curva de 200 kg, y de 0,90 para la de 600 kg.

Si se repitiera este proceso para un gran número de pesos diferentes, se podría trazar una curva que mostrara la fuerza lateral máxima obtenible en función de la fuerza vertical soportada. En el caso de nuestra rueda ficticia, tendría un aspecto similar al mostrado en la figura. La línea punteada muestra el trazo que tendría la curva si su comportamiento fuera perfectamente lineal, como sugeriría la física básica de la fricción.



**FIGURA 3.32:** FUERZA LATERAL MÁXIMA POSIBLE EN FUNCIÓN DE LA CARGA VERTICAL.

La influencia que tiene la carga que descansa sobre cada rueda tiene una importancia capital en las reacciones de cada eje al tomar una curva.

Al cambiar de trayectoria, y puesto que el centro de masas se encuentra siempre por encima del suelo, se producirá una diferencia de carga entre las ruedas interiores y exteriores. Este desequilibrio en el reparto de la carga soportada por cada rueda tendrá una consecuencia negativa en la fuerza lateral total que cada eje será capaz de generar.



Conforme nos separemos de la posición inicial de equilibrio, lógicamente la rueda exterior irá generando una mayor fuerza lateral, gracias a la mayor fuerza vertical que soporta, mientras que la interior, más descargada, generará menos.

Como la relación entre carga vertical y fuerza lateral generada no es lineal, lo que se gane en la rueda exterior será menor que lo que se pierda en la interior. En otras palabras: cuanto mayor sea la diferencia de carga en un mismo eje, menor será su agarre máximo posible.

Supongamos que cada una de las ruedas del eje en cuestión estaba soportando unos 400 kg. Si al trazar una curva no se produjeran cambios en la fuerza vertical de cada rueda, y viendo en la gráfica que cada una de ellas es capaz de proporcionar unos 3.800 N, tendríamos que todo el eje podría generar una fuerza de  $3.800+3.800=7.600$  N.

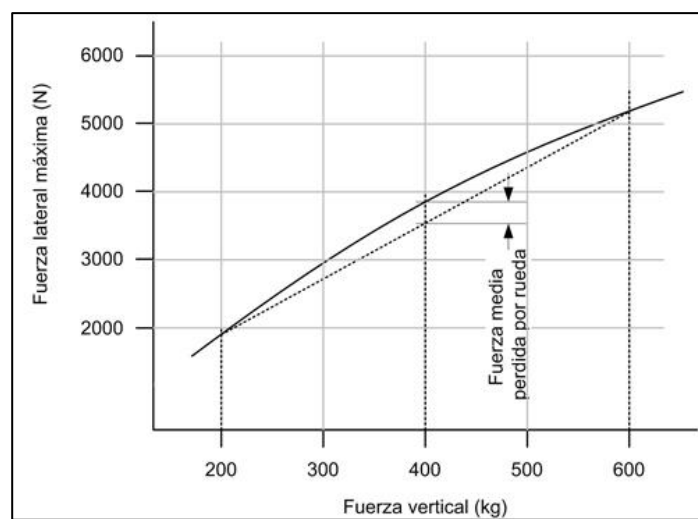


FIGURA 3.33: FUERZA MEDIA PERDIDA POR RUEDA.

Pongamos que, debido a la posición del centro de gravedad del vehículo, se ha producido una diferencia de carga de 200 kg. Es decir, la rueda interior ha pasado a soportar 200 kg mientras que sobre la exterior recaen 600 kg.

En tales condiciones, la rueda interior es capaz de ejercer unos 1.900 N mientras que la exterior puede proporcionar unos 5200 N. En total, la fuerza máxima disponible es de  $1.900+5.200=7.100$  N. Es decir, por el cambio de reparto de carga vertical sobre las ruedas se han perdido 500 N de fuerza lateral disponible, aproximadamente un 7% de la que se tendría si ambas ruedas trabajaran por igual.

Esta diferencia de carga será tanto mayor cuanto mayor sea la altura del centro de gravedad. Este es el motivo fundamental por el que un automóvil tendrá una velocidad de paso por curva mayor cuanto menor sea la altura de su centro de gravedad, y que justifica los esfuerzos, al menos en competición, por acercarlo al suelo tanto como sea posible.

Esta falta de linealidad de las ruedas también tiene su efecto en lo referente a las fuerzas longitudinales, aceleración y frenado, que las ruedas pueden proporcionar.

Las cualidades de un neumático dependen de la presión de inflado, ya que la mayor parte de las averías en neumáticos se deben a una presión incorrecta del mismo. La presión se determina en función de la masa, dimensiones y comportamiento del vehículo y por éste motivo la presión de inflado suele ser distinta en las ruedas delanteras que traseras.

Cuando la presión de inflado es inferior a la necesaria los neumáticos se deforman y se gastan más por los bordes de la banda de rodadura. Así mismo el vehículo pierde estabilidad, con el pavimento mojado disminuye la adherencia y se incrementa el consumo de carburante.

Cuando la presión de inflado es superior a la necesaria, disminuye la adherencia, los neumáticos se desgastan más por el centro de la banda de rodadura, y la suspensión se deteriora más fácilmente.

Por último cuando la presión de inflado está descompensada las reacciones del vehículo son imprevisibles, la frenada es irregular y se reduce la estabilidad.

En nuestro caso, a fin de simplificar dentro de la cantidad de datos de los que disponemos, tales como las gráficas reales del coeficiente de rozamiento de nuestro neumático o su constante elástica en función de la carga normal y la presión de inflado, tomaremos una misma presión para los cuatro neumáticos. Elegiremos una presión de 19 psi (1,31 bar) para todos ellos.

Camber	0	Speed (kph)		0
Pressure	19			
Load	Radius	Deflection	Spring Rate	Spring Rate
/kg	/mm	/mm	lb/in	kg/mm
-1	303,1543	0	0	0
36	301,8537	1,3	1547,3	27,7
63	299,8499	3,3	1065,8	19,1
96	297,8841	5,3	1018,3	18,2
129	296,1886	7,0	1035,2	18,5
162	294,293	8,9	1021,9	18,3
192	292,9545	10,2	1052,3	18,8
193	292,6462	10,5	1026,7	18,4
221	291,6106	11,5	1070,2	19,1
249	290,0395	13,1	1061,3	19,0
275	288,755	14,4	1067,6	19,1
288	288,0682	15,1	1067,2	19,1
314	286,873	16,3	1078,1	19,3
340	285,5886	17,6	1082,0	19,4
366	284,3176	18,8	1086,1	19,4
387	283,236	19,9	1086,1	19,4
414	281,9732	21,2	1092,6	19,5
439	280,586	22,6	1087,4	19,5
466	279,2826	23,9	1091,2	19,5
490	278,1902	25,0	1097,2	19,6
515	276,8057	26,3	1092,6	19,5
kg/mm			1066,6	19,1

**Tabla 3.1:** Constante elástica del neumático en función de la carga vertical (19psi)

Como podemos observar en la representación gráfica que sigue a continuación de los resultados antes puestos en tabla, el valor de la constante elástica de nuestro neumático para una presión de 19 psi, para un camber nulo, ya que simplificaremos este apartado. Toma valores bastante constantes conforme el peso varía salvo el brusco incremento que se produce en el régimen transitorio de su respuesta, el cual obviaremos.

Nuestro análisis se hará en momentos estáticos donde ya no nos vemos afectados por esta respuesta inicial del neumático, por lo que no nos afectará y simplemente tomaremos el valor medio de los valores que toma en régimen permanente.

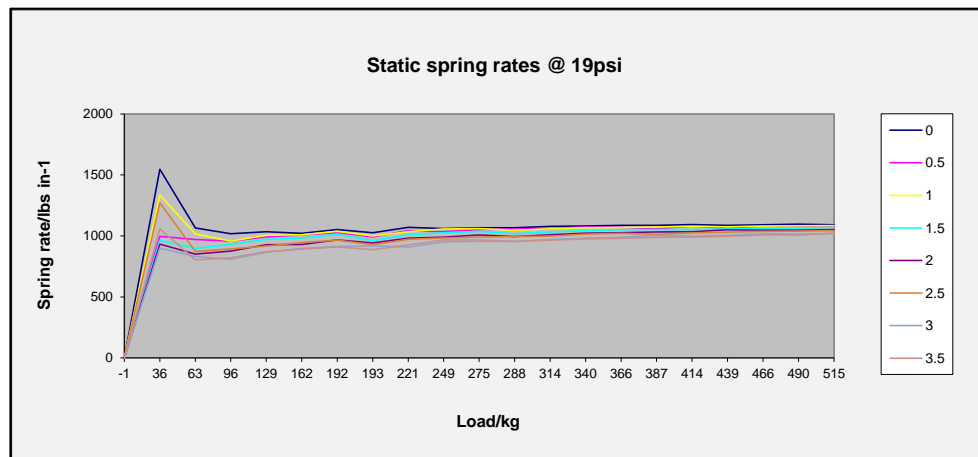


FIGURA 3.34: REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LA CONSTANTE ELÁSTICA DEL NEUMÁTICO.

La constante elástica que hace referencia a la deformación vertical de nuestro neumático es muy importante en nuestro modelo para un correcto modelado del sistema de suspensión del vehículo. Sistema que está formado por los muelles y amortiguadores de nuestra suspensión y de nuestros neumáticos. En el caso de un monoplaça, como el del caso que nos ocupa, con baja altura al suelo, la importancia de esta parte de la suspensión es mayor aún debido al pequeño recorrido de las suspensiones.

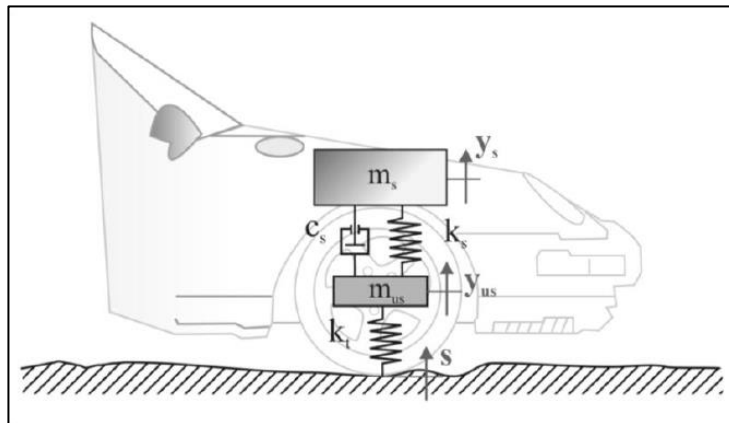
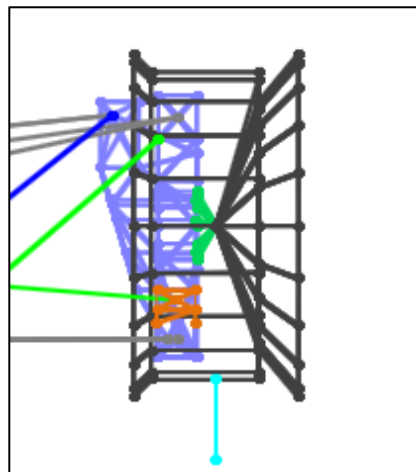


FIGURA 3.35: REPRESENTACIÓN GRÁFICA DEL SISTEMA DE AMORTIGUACIÓN DE UN VEHÍCULO

Sin embargo, también es importante decir que en nuestro caso no tendremos en cuenta las constantes de amortiguación características de nuestra suspensión y modelo de neumáticos, y esto se debe a que en nuestros análisis, de tipo estático, y que se produce en régimen permanente, no nos influye la rapidez o lentitud de respuesta que estos sistemas puedan tener.

Podemos ver a continuación en detalle la presencia de estas líneas que simbolizan la dimensión del neumático y que posteriormente han sido malladas como muelles tal y como hemos visto anteriormente. Cada uno de los puntos con los que nuestros neumáticos tocan el suelo serán los puntos considerados como bastidor en nuestros cálculos, es decir, será donde coloquemos los apoyos necesarios para que nuestro modelo no sea inestable.



**FIGURA 3.36:** ESQUEMA RUEDA-NEUMÁTICO DE NUESTRO MODELO.

La definición de la constante elástica característica de estos neumáticos la definiremos de la siguiente forma:

```
!Muelles verticales que representan a los Neumáticos
!r,3,180
!r,3,190
!r,3,200
r,3,210
```

**FIGURA 3.37:** DEFINICIÓN DE LA CONSTANTE ELÁSTICA EN EJE VERTICAL DEL NEUMÁTICO

De esta manera será muy fácil conocer el cambio de respuesta que ocurriría si cambiásemos la presión de nuestros neumáticos, pudiendo configurar esto rápidamente.

### 3.5.-MODO DE INTRODUCCIÓN DE SOLICITACIONES.

En función de la situación, ya sea una fuerte frenada o el paso por curva a gran velocidad, se generarán unas aceleraciones que provocan diversos movimientos en nuestro vehículo.

La tendencia al derrapaje delantero o trasero, el cabeceo que se produce durante una frenada o en una prueba de aceleración, así como el balanceo de nuestro vehículo en curva, definirán el comportamiento de nuestro vehículo, su capacidad de agarre y a su vez, el instante en que llevaremos nuestro modelo a cálculo.

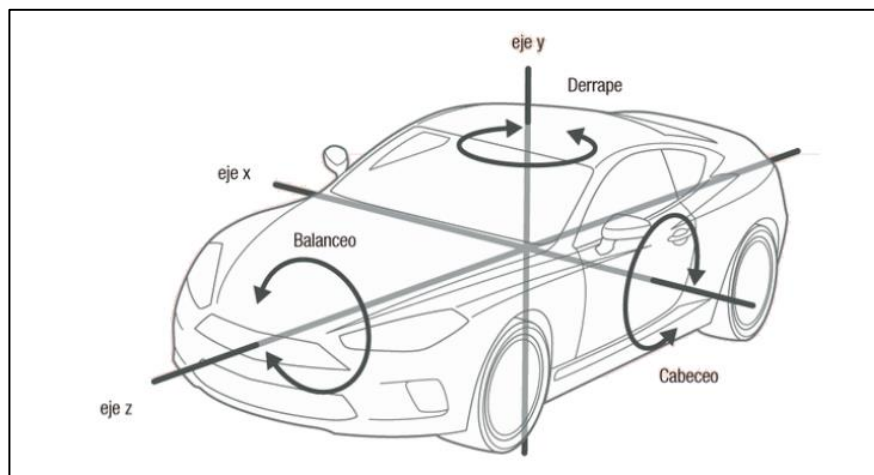


FIGURA 3.38: POSIBLES MOVIMIENTOS DE UN VEHÍCULO EN FUNCIONAMIENTO.

Las solicitaciones que definirán este comportamiento serán transmitidas al chasis en forma de aceleraciones laterales, longitudinales y verticales que se aplicarán directamente en el centro de gravedad de cada elemento, es decir, en el centro de gravedad de nuestro vehículo.

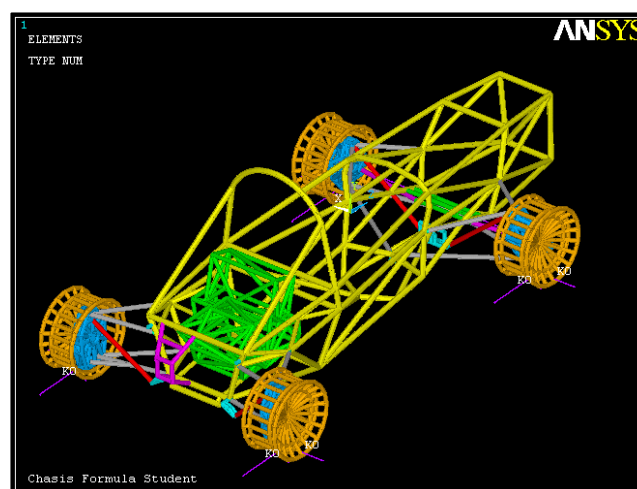


FIGURA 3.39: REPRESENTACIÓN DEL MODELO EN ANSYS CON MALLADO OCULTO.

Utilizando como bastidor los puntos de contacto con el suelo de nuestros neumáticos, podremos calcular las reacciones tanto verticales como laterales que se producen en un paso por curva, por ejemplo, y así conocer la distribución de fuerzas de rozamiento en todas direcciones.

```
! MODELO SIN MUELLES (LATERALES Y LONGITUDINALES)

DK,1941,UX,0 ! Rueda delantera izquierda
DK,2347,UX,0 ! Rueda delantera derecha
DK,2751,UX,0 ! Rueda trasera izquierda
DK,3155,UX,0 ! Rueda trasera derecha

DK,1941,UZ,0 ! Rueda delantera izquierda
DK,2347,UZ,0 ! Rueda delantera derecha
DK,2751,UZ,0 ! Rueda trasera izquierda
DK,3155,UZ,0 ! Rueda trasera derecha
```

FIGURA 3.40: DEFINICIÓN DE LOS APOYOS EN NUESTRO MODELO

En el siguiente cuadro, donde se ofrece una vista en detalle del modelo ya mallado, podemos ver con más claridad la forma en que definimos los apoyos del vehículo, dejando la distribución de fuerzas de rozamiento en dirección transversal al vehículo para la prueba de frenada, en función de unos muelles .

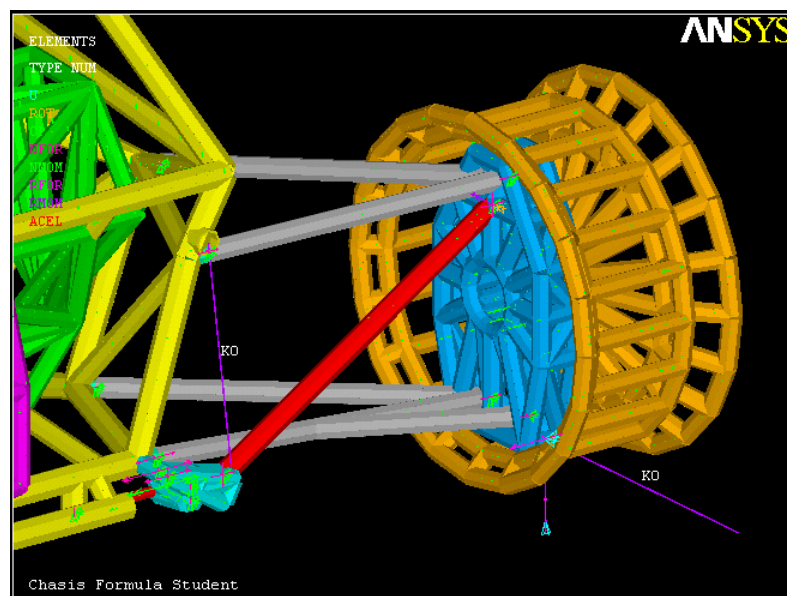


FIGURA 3.41: DETALLE DE LOS APOYOS EN EL NEUMÁTICO TRASERO DERECHO.



Las constantes elásticas de dichos muelles serán configurables y se definirá una para el tren delantero y otra para el tren trasero.

De esta forma podremos variar su dureza con el objetivo de conseguir un reparto de frenada real y adecuado.

Quedando claro como serán definidos nuestros apoyos, podremos introducir las aceleraciones de la siguiente manera:

```
! Aceleraciones  
ACEL,0,1*g ,1.25*g
```

**FIGURA 3.42:** MODO DE INTRODUCCIÓN DE ACELERACIONES EN CADA EJE.

Tenemos tres direcciones y 6 sentidos de aplicación de estas aceleraciones. En el ejemplo podemos ver una situación donde sometido a una aceleración vertical que aporte el peso del modelo al cálculo, el vehículo realiza una curva a izquierdas a una velocidad constante y tal que, a causa de su radio de curvatura provoca una aceleración lateral en nuestro vehículo, que intenta expulsarlo fuera de la curva, y supera en un veinticinco por ciento la aceleración de la gravedad.

## CAPÍTULO 4: ESTUDIO DEL MODELO.

## 4.1.-INTRODUCCIÓN.

Nuestro modelo, evidentemente, tiene limitaciones. Estas limitaciones se deben a que nuestro tipo de análisis es estático y lineal, de manera que los transitorios no son analizables, al igual que tampoco son analizables situaciones donde el vehículo desliza.

En una situación extrema en la que la fuerza de agarre necesaria en una rueda supera la fuerza real máxima de rozamiento que nos ofrece nuestro compuesto en función de la carga normal de éste; en ese momento, el vehículo deslizará. Esto significa que las fuerzas de reacción que se producen en nuestro modelo no son reales. Ni ellas ni la forma en que esta fuerza extra se distribuye.

Esto significa que para cada tipo de prueba distinta, deberemos estudiar previamente nuestro modelo y encontrar ese punto a partir del cual el coche desliza y así realizar el cálculo en el momento previo a este acontecimiento.



**FIGURA 4.1:** LÍMITE DE ADHERENCIA. FERRARI LAFERRARI EN PISTA (2015)

Para ello tendremos en cuenta las graficas anteriormente presentadas cuando hablamos de nuestros neumáticos, las cuales nos ofrecen valores muy precisos sobre el coeficiente de fricción lateral y longitudinal en función de la carga normal disponible en cada rueda. Gracias a este dato y a la carga normal, que nos proporciona el cálculo, podremos conocer el límite de adherencia de cada rueda de nuestro prototipo para cada situación.

Nuestra tarea se centrará en comprobar cuándo la distribución de las necesidades de fuerza de fricción sobrepasa el límite en alguna de las ruedas de nuestro vehículo, bien sea porque superemos el límite de rendimiento que oferta nuestro compuesto, o a causa de una mala distribución de las necesidades que hace que desperdiciemos agarre disponible.

En este capítulo conoceremos el comportamiento y los límites de aceleración que es capaz de soportar nuestro vehículo , tanto en frenada como durante aceleración y la mas exigente de todas, aceleración lateral. Esos niveles de aceleración serán los que supondrán una mayor exigencia sobre la estructura del vehículo .



**FIGURA 4.2:** DETALLE DEL CHASIS A TRAVES DE LA CARROCERÍA DE UNA TOYOTA HILUX.

Las situaciones límite serán las que se utilizarán mas adelante para llevar a cabo el cálculo mediante el método de los elemtos finitos de nuestra estructura multitubular.

Es importante adelantar que, en las tablas de datos, utilizaremos un sombreado amarillo en aquellas situaciones donde un neumático supere el agarre del que dispone, debido a que no disponemos de tal cantidad en dicha situación.

Por otro lado, distinguiremos en color verde a aquellas situaciones en las que, pese a que en un eje tenemos agarre disponible suficiente como para que no deslice ninguna de las ruedas que lo compone, deslizamos debido a un mal reparto de las solicitudes de agarre entre los dos neumáticos que pertenecen a este eje.

## 4.2.-PRUEBA DE FRENADA.



**FIGURA 4.3:** BLOQUEO DE LOS NEUMÁTICOS DURANTE UNA FRENADA EN FORMULA 1.

Para evaluar el comportamiento del vehículo en frenada, iremos analizando la respuesta de éste bajo sucesivos estados de carga definidos por una aceleración longitudinal negativa, la cual iremos aumentando hasta conseguir que se produzca el deslizamiento o bloqueo de los cuatro neumáticos tal y como exigen las pruebas en Formula Student.

Tal y como vimos anteriormente, para esta prueba específica delimitaremos los apoyos en sentido longitudinal del vehículo mediante distintos muelles configurados a dos niveles de dureza, una para el tren delantero y otra distinta y menor para el tren trasero, que definirán el reparto de frenada.

```
real,4 ! Modelado frenada tren delantero

LESIZE,1790,,,1
LESIZE,1791,,,1

LMESH,1790,1791

real,5 ! Modelado frenada tren trasero

LESIZE,1792,,,1
LESIZE,1793,,,1

LMESH,1792
LMESH,1793
```

**FIGURA 4.4:** DEFINICIÓN DE LOS MUELLES QUE CONFIGURAN EL REPARTO DE FRENADA DE NUESTRO MODELO.

Durante un proceso de fuerte frenada, la distribución de peso que se produce hace que el vehículo tienda a cabecear hacia delante. Esto significa que en los neumáticos delanteros tendremos una mayor fuerza normal, o lo que es lo mismo, dispondrán de una mayor cantidad de agarre que los neumáticos traseros, pese a que como hemos visto, los neumáticos traseros tienen un coeficiente de rozamiento algo mayor con el objetivo de ofrecer mayor tracción.

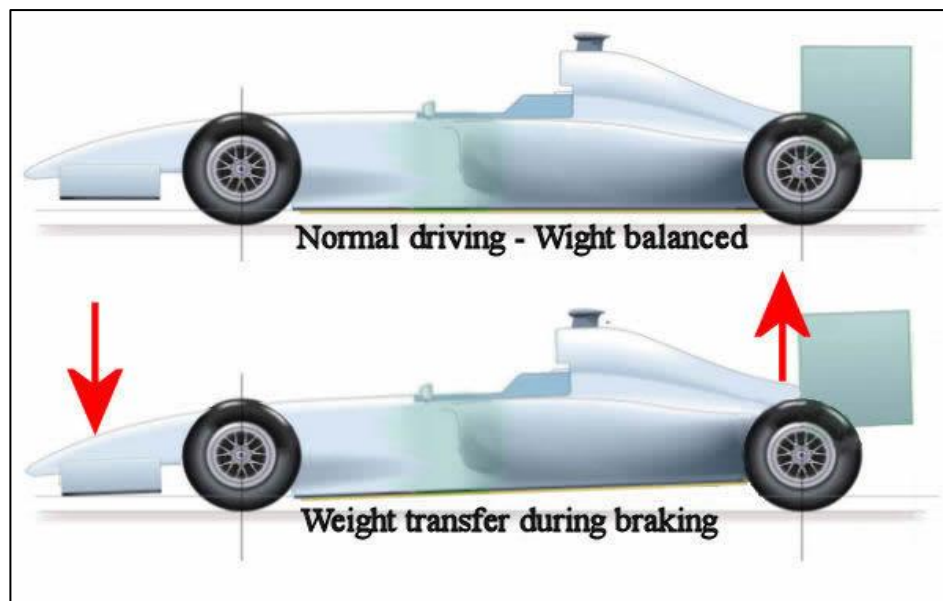


FIGURA 4.5: TRASFERENCIA DE MASA PRODUCIDA EN FRENADA.

Esta diferencia entre agarre disponible que se produce entre los trenes de rodadura de nuestro vehículo, hace que sea inevitable configurar la frenada y el reparto de fuerzas de frenada de tal manera que las solicitaciones sean mayores en el tren anterior que en el tren posterior.

La constante elástica de los muelles que simbolizan este reparto han sido configuradas de tal manera que las fuerzas de frenado se reparten según una proporción del 70% para el tren delantero y un 30% para el tren trasero. Evidentemente, suponemos condiciones de asfalto seco y sin desperfectos que produzcan esfuerzos secundarios en nuestra estructura.

A continuación se ofrecen los resultados obtenidos tras la experimentación:



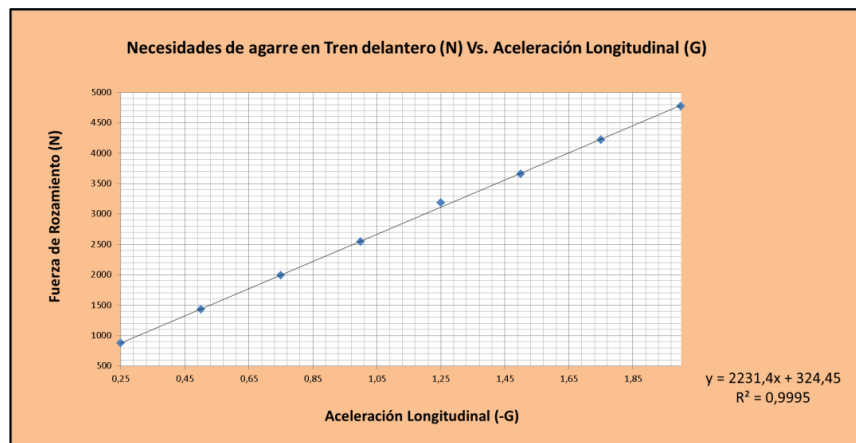
Modelo representativo del coche real : Frenada 70/30								Resultados para gráficas			
ACELERACIÓN LATERAL	ACELERACIÓN VERTICAL	ACELERACIÓN LONGITUDINAL		TREN DELANTERO		TREN TRASERO		Tren Delantero :		Tren Trasero :	
				RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR	RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR				
0	1G	0,25G	FUERZA NORMAL	994,3	990,54	790,42	784,03	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	875	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	14,8235
			FUERZA ROZAMIENTO	445,48	429,52	12,685	2,1385	% Necesario Tren Delantero :	96,33410783	% Necesario Tren Trasero :	1,66589217
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	51%	49%	85,57%	14,43%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3201,486946	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2989,62851
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1603,537041	1597,949905	1500,557855	1489,070659	% Máx disponible Tren Delantero :	51,71098757	% Máx disponible Tren Trasero :	48,2890124
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50%	50%	50,19%	49,81%				
0	1G	0,5G	FUERZA NORMAL	1043,7	1040,3	741,09	734,21	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	1431,85	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	347,81
			FUERZA ROZAMIENTO	724,28	707,57	179,48	168,33	% Necesario Tren Delantero :	80,45637931	% Necesario Tren Trasero :	19,5436207
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	51%	49%	51,60%	48,40%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3346,203676	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2810,75619
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1676,60636	1671,597316	1411,605951	1399,150234	% Máx disponible Tren Delantero :	54,36313519	% Máx disponible Tren Trasero :	45,6368648
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50%	50%	50,22%	49,78%				
0	1G	0,75G	FUERZA NORMAL	1093,1	1090,1	691,68	684,39	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	1989,22	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	680,79
			FUERZA ROZAMIENTO	1003,61	985,61	346,27	334,52	% Necesario Tren Delantero :	74,50234269	% Necesario Tren Trasero :	25,4976573
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	50%	50%	50,86%	49,14%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3439,720241	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2630,4748
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1749,050946	1744,669295	1321,882873	1308,591927	% Máx disponible Tren Delantero :	57,04782779	% Máx disponible Tren Trasero :	42,9521722
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50%	50%	50,25%	49,75%				
0	1G	1G	FUERZA NORMAL	1142,4	1139,9	642,42	634,57	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2545,6	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	1013,77
			FUERZA ROZAMIENTO	1281,9	1263,7	513,06	500,71	% Necesario Tren Delantero :	71,5182743	% Necesario Tren Trasero :	28,4817257
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	50%	50%	50,61%	49,39%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3637,832429	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2449,20334
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1820,726047	1817,106383	1231,807606	1217,395738	% Máx disponible Tren Delantero :	59,7636110	% Máx disponible Tren Trasero :	40,2363882
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50%	50%	50,29%	49,71%				
0	1G	1,25G	FUERZA NORMAL	1191,8	1189,6	593,07	584,76	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	3188,3	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	1260,74
			FUERZA ROZAMIENTO	1603,5	1584,8	636,15	624,59	% Necesario Tren Delantero :	71,66265082	% Necesario Tren Trasero :	28,3373492
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	50%	50%	50%	50%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3780,687469	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2227,32989
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1891,922433	1888,765036	1121,069575	1106,260312	% Máx disponible Tren Delantero :	62,92737262	% Máx disponible Tren Trasero :	37,0726274
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50%	50%	50,33%	49,67%				
0	1G	1,5 G	FUERZA NORMAL	1241,2	1239,4	543,75	534,93	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	3659,3	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	1679,73
			FUERZA ROZAMIENTO	1839,5	1819,8	846,64	833,09	% Necesario Tren Delantero :	68,53866714	% Necesario Tren Trasero :	31,4613329
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	50%	50%	50,40%	49,60%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3922,427706	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2049,72438
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1962,494088	1959,933618	1032,802148	1016,922231	% Máx disponible Tren Delantero :	65,67863058	% Máx disponible Tren Trasero :	34,3213694
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50,03%	50%	50,39%	49,61%				
0	1G	1,75 G	FUERZA NORMAL	1290,6	1289,2	494,41	485,15	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	4216,1	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2012,68
			FUERZA ROZAMIENTO	2118,3	2097,8	1013,4	999,28	% Necesario Tren Delantero :	67,6874123	% Necesario Tren Trasero :	32,3125877
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	50%	50%	50,35%	49,65%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	4062,90832	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	1870,35482
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2032,44101	2030,46731	943,5983691	926,7564533	% Máx disponible Tren Delantero :	68,476793	% Máx disponible Tren Trasero :	31,523207
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50%	50%	50,45%	49,55%				
0	1G	2 G	FUERZA NORMAL	1340	1339	445,28	435,29	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	4772,8	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2345,7
			FUERZA ROZAMIENTO	2397,1	2375,8	1180,2	1165,5	% Necesario Tren Delantero :	67,04829601	% Necesario Tren Trasero :	32,951704
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	50%	50%	50%	50%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	4202,123912	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	1689,40594
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2101,7632	2100,966112	853,8792585	835,5266839	% Máx disponible Tren Delantero :	71,32486068	% Máx disponible Tren Trasero :	28,6751393
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50%	50%	50,54%	49,46%				

Tabla 4.1: Evaluación de la situación de deslizamiento en frenada (modelo actual)

**Análisis cuantitativo individual:**

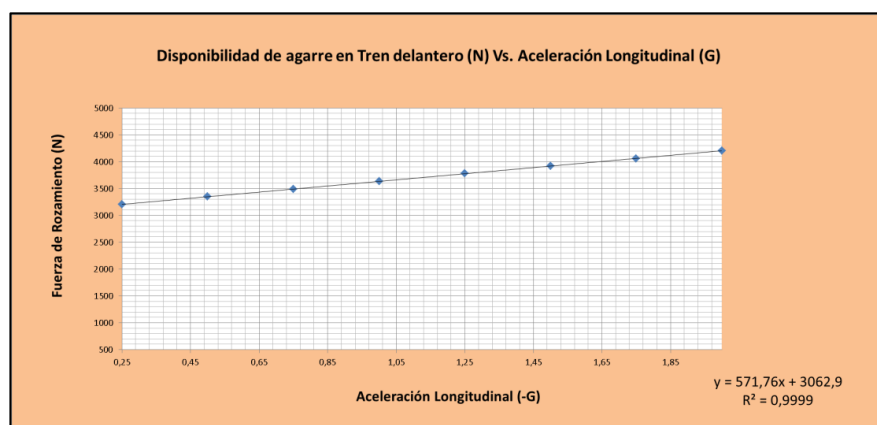
A continuación analizaremos gráficamente la evolución cuantitativa de agarre necesario y disponible en cada eje a medida que aumenta la dureza de la frenada.

- Eje delantero:



**FIGURA 4.6:** NECESIDADES DE AGARRE EN TREN DELANTERO VS ACELERACIÓN LONGITUDINAL (FRENADA)

Podemos observar como la cantidad de agarre disponible en el tren delantero aumenta a medida que aumenta el nivel de aceleración. Esto se debe a que, a medida que ésta crece, también lo hace la carga normal en estas ruedas.



**FIGURA 4.7:** DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN DELANTERO VS ACELERACIÓN LONGITUDINAL (FRENADA)

- Eje trasero:

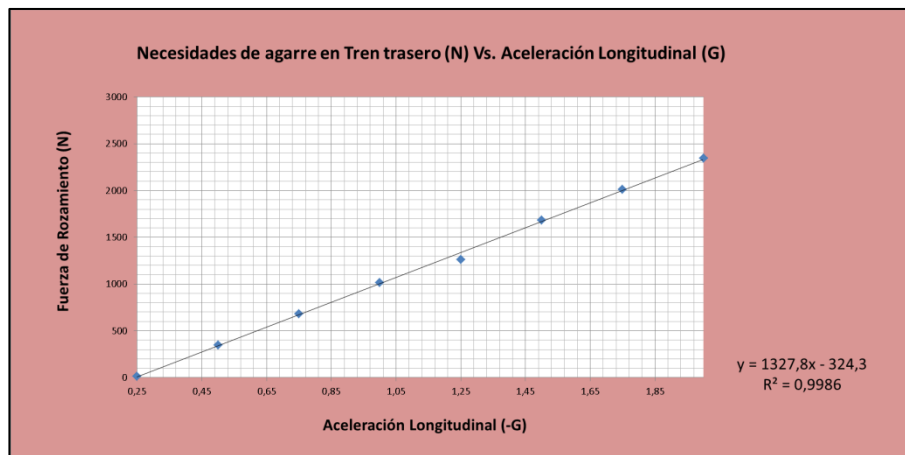


FIGURA 4.8: NECESIDADES DE AGARRE EN TREN TRASERO VS ACELERACIÓN LONGITUDINAL (FRENADA)



FIGURA 4.9: DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN TRASERO VS ACELERACIÓN LONGITUDINAL (FRENADA)

Justo lo opuesto ocurre en el tren trasero, donde a medida que nuestras ruedas van perdiendo carga normal, también van perdiendo agarre. Por otro lado, podemos observar como las necesidades obviamente aumentan en ambos casos a medida que aumenta la fuerza con la que queremos realizar la frenada.

**Resultados:**

A continuación vamos a presentar los datos conjuntos de necesidades y disponibilidad en ambos trenes para así conocer el límite de agarre en cada eje.

- Límite de Agarre en el tren delantero:

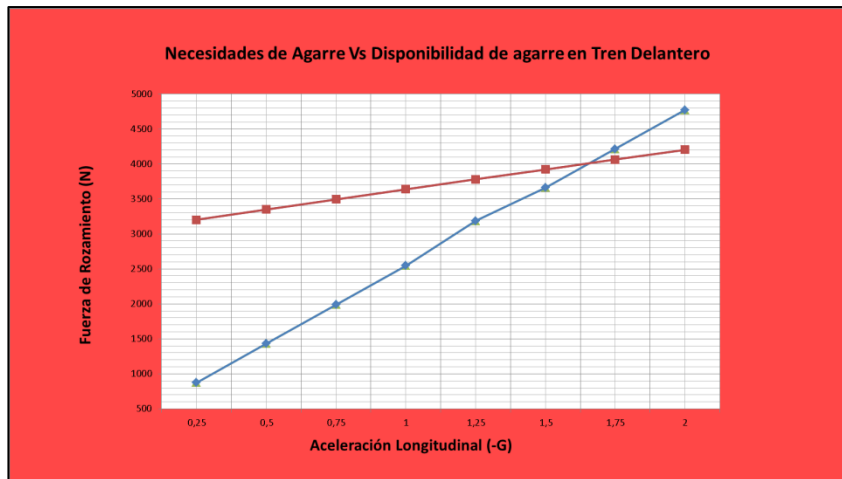


FIGURA 4.10: NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN DELANTERO (FRENADA)

- Límite de Agarre en el tren trasero:

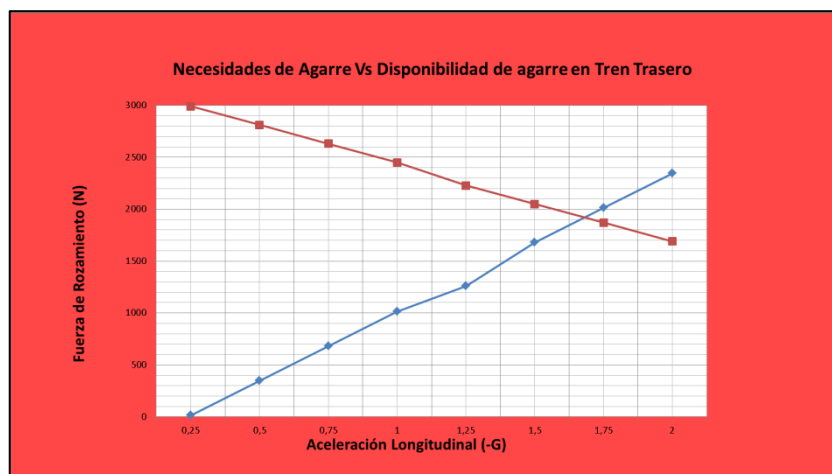


FIGURA 4.11: NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN DELANTERO (FRENADA)

Como podemos ver, en la zona delantera se alcanzará el deslizamiento en primer lugar, para luego pasar a un deslizamiento de los cuatro neumáticos del vehículo. Si observamos con mayor precisión este punto:

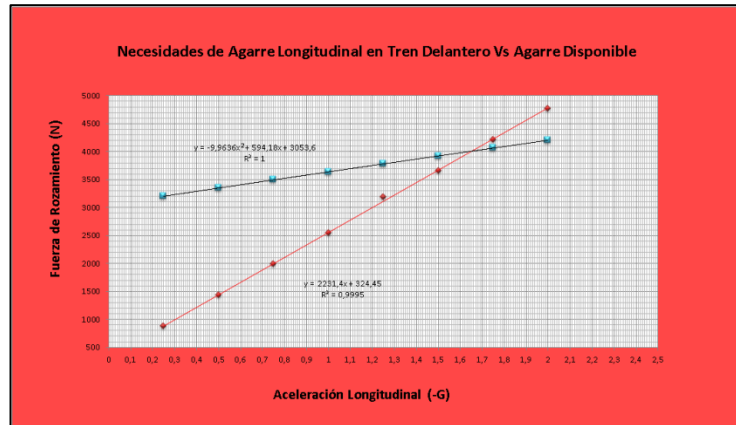


FIGURA 4.12: LÍMITE DE AGARRE EN FRENADA

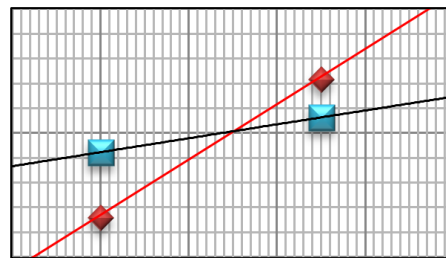


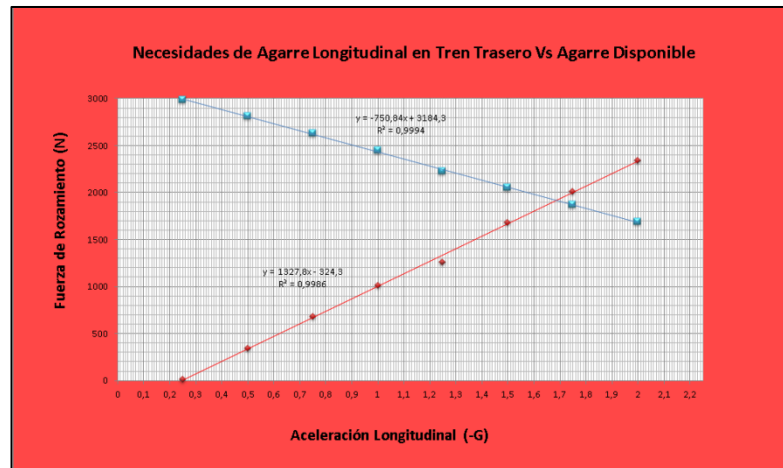
FIGURA 4.13: DETALLE DEL LÍMITE DE AGARRE EN FRENADA (TREN DELANTERO)

Vemos como la aceleración máxima aplicable en frenada sin que se produzca deslizamiento en el tren delantero está entre 1.64 y 1.65 veces el valor de la aceleración de la gravedad.

No obstante, también debemos tener en cuenta la aceleración límite del tren trasero para poder elegir correctamente cuando calcular, de modo que nos acerquemos lo máximo posible a los límites sin que exista deslizamiento.

Para el tren trasero obtuvimos, como es lógico, que es capaz de aguantar más aceleración sin deslizarse en la frenada que el tren delantero. Esto se debe a que la mayor fuerza de frenado la estamos enviando al tren delantero, siendo los neumáticos que éste monta los primeros donde se ve agotado el agarre.

Analizando lo que se produce en el tren posterior, podemos ver que los valores son muy próximos. Esta diferencia tan pequeña, lo que nos indica es que el tren trasero bloqueará inmediatamente después de que deslice el tren delantero, sin necesidad de que la aceleración aumente de 1,65G a 1,69G.



**FIGURA 4.14:** DETALLE DEL LÍMITE DE AGARRE EN TREN TRASERO (FRENADA)

Por lo visto hasta ahora, diríamos que nuestra aceleración de cálculo para frenada podría quedar fijada en 1,64 veces la aceleración de la gravedad.

No obstante, debemos analizar cualitativamente el reparto de esa cantidad disponible que supera a la necesaria en ese nivel de aceleración, ya que no nos basta con tener agarre suficiente para no deslizar en el tren delantero para ella, sino que ese agarre debe de repartirse adecuadamente entre los neumáticos de dicho eje y en la forma más parecida al reparto del necesario que sea posible.



### Análisis cualitativo individual en el tren delantero:

Como vamos a ver a continuación, el reparto se produce de manera satisfactoria y en igual medida entre neumáticos, de manera que para el nivel de aceleración antes obtenido (1,64G) no se produce deslizamiento y ésta será por tanto la aceleración que aplicaremos para realizar el cálculo de frenada más adelante.

- Neumático izquierdo:

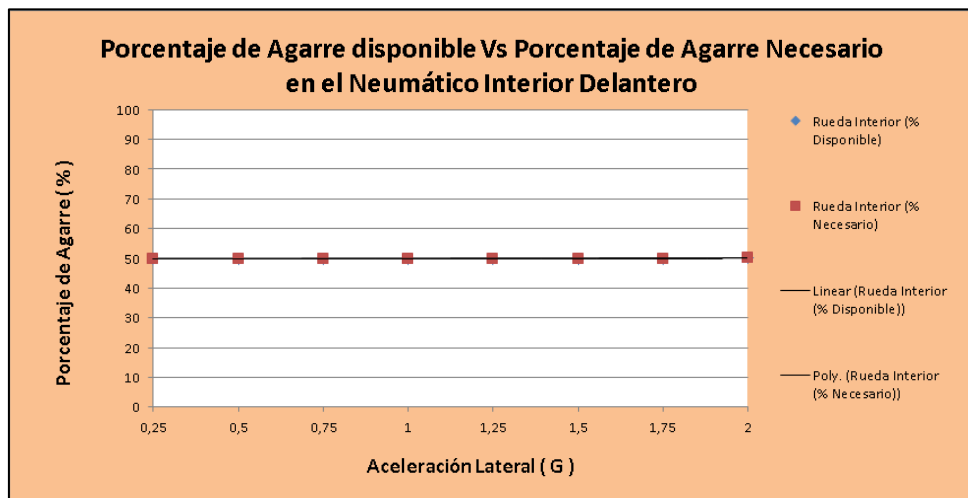


FIGURA 4.15: AGARRE DISPONIBLE(%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR DELANTERO

- Neumático derecho:

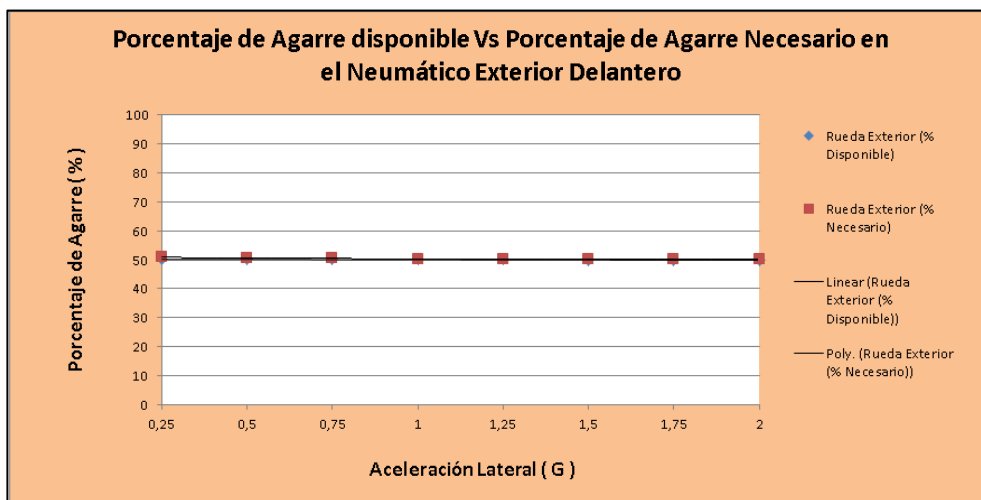


FIGURA 4.16: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO EXTERIOR DELANTERO

### 4.3.-PRUEBA DE ACELERACIÓN.



**FIGURA 4.17:** DESLIZAMIENTO DEL TREN TRACTOR EN ACELERACIÓN (BMW M4)

Nuestro vehículo, de tracción trasera, deberá de ser configurado con los apoyos de la siguiente forma:

! MODELO SIN MUELLES (LATERALES Y LONGITUDINALES)

DK,1941,UX,0 ! Rueda delantera izquierda  
 DK,2347,UX,0 ! Rueda delantera derecha  
 DK,2751,UX,0 ! Rueda trasera izquierda  
 DK,3155,UX,0 ! Rueda trasera derecha

!DK,1941,UZ,0 ! Rueda delantera izquierda  
 !DK,2347,UZ,0 ! Rueda delantera derecha  
 DK,2751,UZ,0 ! Rueda trasera izquierda  
 DK,3155,UZ,0 ! Rueda trasera derecha

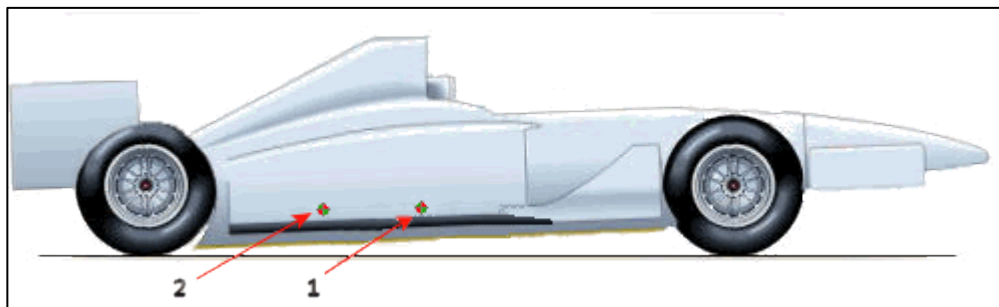
**FIGURA 4.18:** DETALLE DE LOS APOYOS DE NUESTRO MODELO PARA LA SITUACIÓN DE TRACCIÓN TRASERA

Esta configuración, donde únicamente son impedidos los desplazamientos longitudinales del eje trasero, simulará con mayor veracidad el comportamiento de nuestro vehículo durante el proceso de aceleración, centrándonos en analizar cuándo el agarre se ve agotado en el eje trasero por primera vez.

De esta forma conoceremos el máximo valor de aceleración que nuestro vehículo podrá soportar sin deslizarse y que por tanto puede ser aplicable a nuestro modelo para realizar un cálculo veraz.

La distribución de pesos que se producirá durante esta prueba, un balanceo del vehículo hacia el eje trasero, nos ayudará a proporcionar agarre a nuestro tren trasero, donde se produce la entrega de potencia en nuestro vehículo en particular.

Esto ayudará a que podamos alcanzar grandes aceleraciones, las cuales, capaces o no de darse en la realidad, serán llevadas a análisis en este proyecto.



**FIGURA 4.19:** EJEMPLO DE DISTRIBUCIÓN DE PESO DURANTE UN PROCESO DE ACEÑERACIÓN

Previsiblemente, ya podemos adelantar que el eje donde se agotará el agarre será el trasero, al igual que en una situación de tracción delantera lo será el delantero. Sin embargo, en una situación de tracción integral el comportamiento puede ser distinto.

Es por ello por lo que evaluaremos también esta configuración, simplemente a modo ilustrativo ya que posteriormente únicamente llevaremos a análisis la configuración de tracción trasera pues es la que monta nuestro prototipo.

Modelo representativo del coche real ( Tracción Trasera)								Resultados para gráficas			
ACELERACIÓN LATERAL	ACELERACIÓN VERTICAL	ACELERACIÓN LONGITUDINAL			TREN DELANTERO		TREN TRASERO		Tren Delantero :	Tren Trasero :	
					RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR	RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR			
0	1G	0,25G	FUERZA NORMAL		905,92	891,03	878,2	894,15	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	889,43
			FUERZA ROZAMIENTO		0	0	423,97	455,46	% Necesario Tren Delantero :	% Necesario Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO				48,79%	51,21%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3325,14509
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)				1657,296272	1667,848823	% Máx disponible Tren Delantero :	% Máx disponible Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL				49,84%	50,16%			
0	1G	0,5G	FUERZA NORMAL		856,67	840,44	927,37	934,82	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	1779,65
			FUERZA ROZAMIENTO				882,23	897,42	% Necesario Tren Delantero :	% Necesario Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO				49,57%	50,43%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3501,57339
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)				1744,228057	1757,345336	% Máx disponible Tren Delantero :	% Máx disponible Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL				49,81%	50,19%			
0	1G	0,75G	FUERZA NORMAL		807,41	789,85	976,53	985,5	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2669,5
			FUERZA ROZAMIENTO				1330,5	1339	% Necesario Tren Delantero :	% Necesario Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO				49,84%	50,16%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3676,72049
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)				1830,521007	1846,199483	% Máx disponible Tren Delantero :	% Máx disponible Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL				49,79%	50,21%			
0	1G	1G	FUERZA NORMAL		758,16	739,36	1025,7	1036,2	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	3559,3
			FUERZA ROZAMIENTO				1778,8	1780,5	% Necesario Tren Delantero :	% Necesario Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO				49,98%	50,02%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3850,63844
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)				1916,210227	1934,428208	% Máx disponible Tren Delantero :	% Máx disponible Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL				49,76%	50,24%			
0	1G	1,25G	FUERZA NORMAL		708,91	688,67	1074,9	1086,8	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	4449,1
			FUERZA ROZAMIENTO				2227	2222,1	% Necesario Tren Delantero :	% Necesario Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO				50%	50%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3891,13931
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)				1936,049148	1955,090166	% Máx disponible Tren Delantero :	% Máx disponible Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL				49,76%	50,24%			
0	1G	1,5 G	FUERZA NORMAL						Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	
			FUERZA ROZAMIENTO						% Necesario Tren Delantero :	% Necesario Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO						Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)						% Máx disponible Tren Delantero :	% Máx disponible Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL								
0	1G	1,75 G	FUERZA NORMAL						Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	
			FUERZA ROZAMIENTO						% Necesario Tren Delantero :	% Necesario Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO						Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)						% Máx disponible Tren Delantero :	% Máx disponible Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL								
0	1G	2 G	FUERZA NORMAL						Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	
			FUERZA ROZAMIENTO						% Necesario Tren Delantero :	% Necesario Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO						Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)						% Máx disponible Tren Delantero :	% Máx disponible Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL								

Tabla 4.2: Evaluación de la situación de deslizamiento en aceleración (tracción trasera)

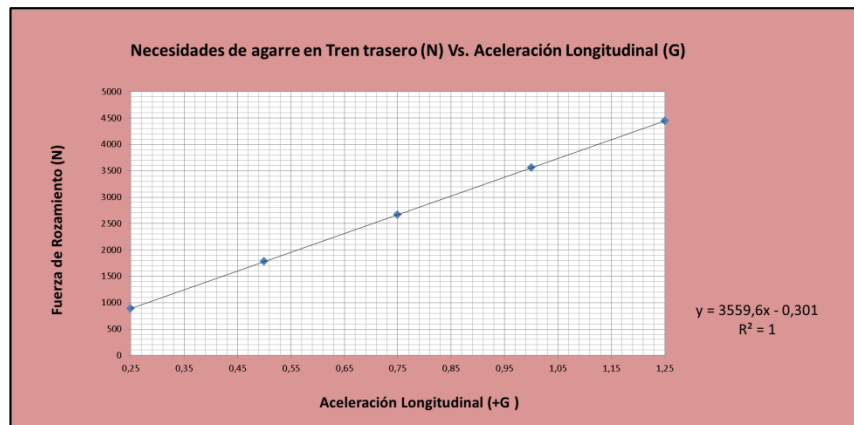
Modelo representativo del coche real (Tracción Integral)								Resultados para gráficas			
ACELERACIÓN LATERAL	ACELERACIÓN VERTICAL	ACELERACIÓN LONGITUDINAL		TREN DELANTERO		TREN TRASERO		Tren Delantero :		Tren Trasero :	
				RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR	RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR				
0	1G	0,25G	FUERZA NORMAL	895,7	890,83	888,96	883,8	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	745,88	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	1635,71
			FUERZA ROZAMIENTO	384,28	361,6	808,08	827,63	% Necesario Tren Delantero :	31,31857289	% Necesario Tren Trasero :	68,6814271
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	52%	48%	49,40%	50,60%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2904,292558	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3343,681223
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1455,826353	1448,466205	1676,37289	1667,228336	% Máx disponible Tren Delantero :	46,48434599	% Máx disponible Tren Trasero :	53,515541
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50%	50%	50,14%	49,86%				
0	1G	0,5G	FUERZA NORMAL	846,31	841,07	938,31	933,61	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	217,336	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	1997,03
			FUERZA ROZAMIENTO	119,23	98,106	989,83	1007,2	% Necesario Tren Delantero :	9,814818327	% Necesario Tren Trasero :	90,1851817
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	55%	45%	49,57%	50,43%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2753,815362	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3518,70119
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1380,900601	1372,914761	1763,485303	1755,215849	% Máx disponible Tren Delantero :	43,90287942	% Máx disponible Tren Trasero :	56,0971206
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50%	50%	50,12%	49,88%				
0	1G	0,75G	FUERZA NORMAL	796,92	791,3	987,65	983,43	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	311,21	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2358,3
			FUERZA ROZAMIENTO	145,82	165,39	1171,6	1186,7	% Necesario Tren Delantero :	11,65794472	% Necesario Tren Trasero :	88,3420553
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	47%	53%	49,68%	50,32%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2602,064441	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3692,53756
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1305,35037	1296,714072	1849,954351	1842,583208	% Máx disponible Tren Delantero :	41,33802965	% Máx disponible Tren Trasero :	58,6619703
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50%	50%	50,10%	49,90%				
0	1G	1G	FUERZA NORMAL	747,53	741,53	1037	1033,2	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	839,74	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2719,5
			FUERZA ROZAMIENTO	410,86	428,89	1353,3	1366,2	% Necesario Tren Delantero :	23,59323901	% Necesario Tren Trasero :	76,4067691
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	49%	51%	49,76%	50,24%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2449,054916	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3865,84105
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1229,175659	1219,879257	1935,815084	1929,225962	% Máx disponible Tren Delantero :	38,78710319	% Máx disponible Tren Trasero :	61,2128968
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50%	50%	50,09%	49,91%				
0	1G	1,25G	FUERZA NORMAL	698,15	691,76	1086,3	1083,1	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	1368,28	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	3080,9
			FUERZA ROZAMIENTO	675,91	692,37	1535,1	1545,8	% Necesario Tren Delantero :	30,73553211	% Necesario Tren Trasero :	69,2464679
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	49%	51%	50%	50%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2294,802399	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3903,46664
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1152,392082	1142,410317	1954,291177	1949,175462	% Máx disponible Tren Delantero :	37,02327835	% Máx disponible Tren Trasero :	62,9767216
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50%	50%	50,07%	49,93%				
0	1G	1,5G	FUERZA NORMAL	648,76	642	1135,7	1132,9	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	1896,82	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	3442,1
			FUERZA ROZAMIENTO	940,96	955,86	1716,8	1725,3	% Necesario Tren Delantero :	35,52815925	% Necesario Tren Trasero :	64,4718407
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	50%	50%	49,88%	50,12%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2139,291547	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	4061,14377
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1074,968539	1064,323008	2032,784319	2026,359454	% Máx disponible Tren Delantero :	34,50227986	% Máx disponible Tren Trasero :	65,4977201
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50,25%	50%	50,05%	49,95%				
0	1G	1,75G	FUERZA NORMAL	599,37	592,23	1185	1182,7	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	1904,8	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	3803,4
			FUERZA ROZAMIENTO	1206	1215,4	1898,6	1904,8	% Necesario Tren Delantero :	38,93847932	% Necesario Tren Trasero :	61,0615207
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	50%	50%	49,92%	50,08%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	1982,506461	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	4216,84421
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	996,9205172	985,5859443	2110,218375	2106,625831	% Máx disponible Tren Delantero :	31,9725599	% Máx disponible Tren Trasero :	68,0207401
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50%	50%	50,04%	49,96%				
0	1G	2G	FUERZA NORMAL	549,98	542,46	1234,4	1232,5	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2893,8	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	4164,6
			FUERZA ROZAMIENTO	1471,1	1482,9	2080,3	2084,3	% Necesario Tren Delantero :	41,49610177	% Necesario Tren Trasero :	58,5038989
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	50%	50%	50%	50%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	1824,462779	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	4370,88207
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	918,2480159	906,214755	2186,907478	2183,974594	% Máx disponible Tren Delantero :	29,44893008	% Máx disponible Tren Trasero :	70,5510699
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50%	50%	50,03%	49,97%				

Tabla 4.3: Evaluación de la situación de deslizamiento en aceleración (tracción integral)

**Tracción trasera:**

Vamos a analizar en primer lugar la situación real, con lo que únicamente tendremos en cuenta lo que sucede en el tren trasero.

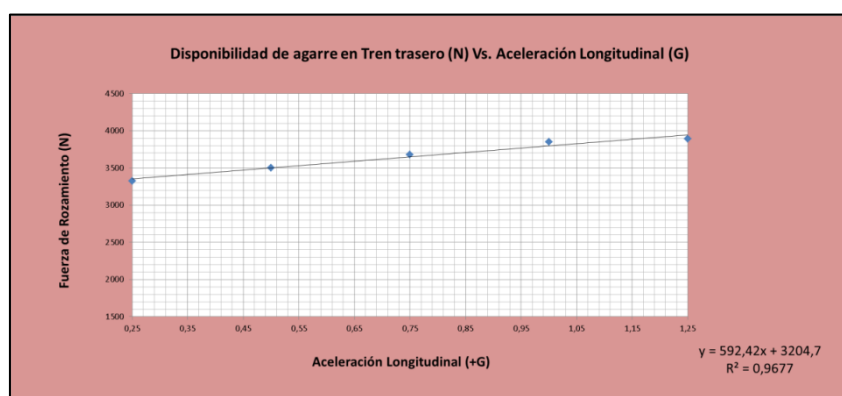
- Tren trasero:



**FIGURA 4.20:** NECESIDADES DE AGARRE EN TREN TRASERO VS ACELERACIÓN LONGITUDINAL (ACELERACIÓN)

Como podemos observar, nuestro agarre disponible en el tren trasero va aumentando a medida que lo hace la aceleración, y con ello la cantidad de carga normal de los neumáticos traseros.

Por su lado, las necesidades van aumentando igualmente pero con una mayor pendiente.



**FIGURA 4.21:** DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN TRASERO VS ACELERACIÓN LONGITUDINAL (ACELERACIÓN)

## Resultados:

Enfrentando en una misma gráfica las necesidades y disponibilidad de agarre en el tren trasero, podemos observar que el momento en que el agarre disponible en el tren trasero se agota está entre 1.05G y 1.1 G.

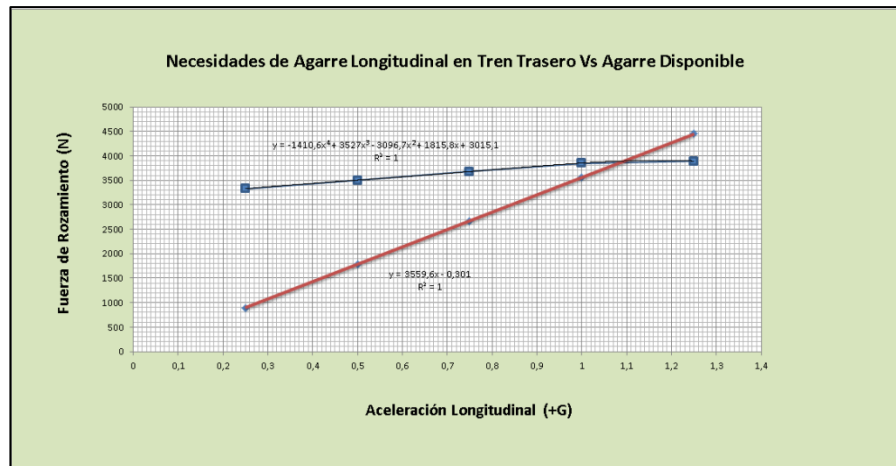


FIGURA 4.23: NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN TRASERO (ACELERACIÓN)

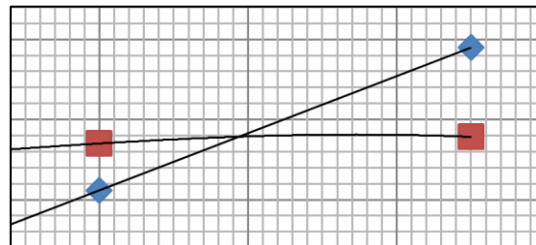


FIGURA 4.22: DETALLE DEL LÍMITE DE AGARRE EN ACCELERACIÓN (TREN TRASERO)

No obstante, hemos también de dirigir nuestra mirada al modo en que este reparto se produce cualitativamente y así definir con mas exactitud el mayor valor de aceleración longitudinal que puede producirse sin que nuestro vehículo deslice y por tanto podamos calcular sin salirnos de las posibilidades de nuestro modelo.



**Cualitativamente:**

Aparentemente, el agarre necesario y disponible en cada rueda del eje trasero durante esta prueba ronda el 50%. No obstante, si estrechamos la visión de nuestra gráfica entre unos valores más próximos, vemos como estos no se ajustan del todo.

A pesar de esta pequeña diferencia entre repartos, podemos decir que es un buen resultado ya que la diferencia máxima que se alcanza es de tan solo un 1% y existe semejanza en el reparto de necesidades entre ambos neumáticos.

- Neumático izquierdo:

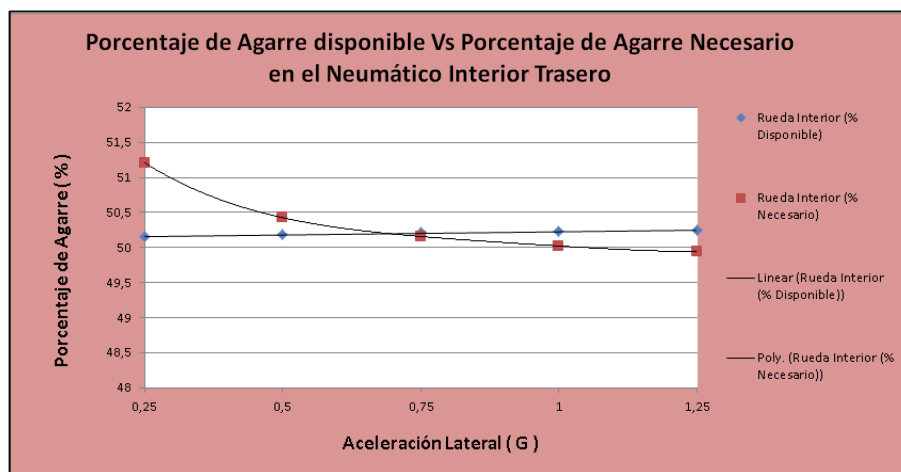


FIGURA 4.24: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR TRASERO

- Neumático derecho:

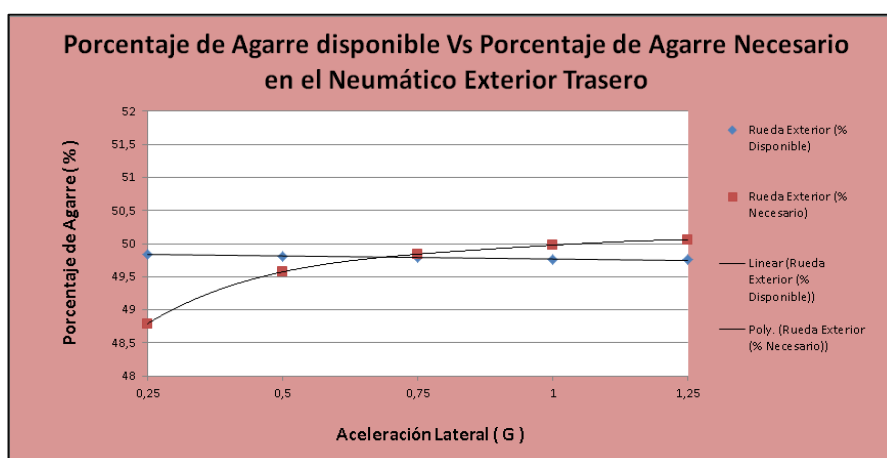


FIGURA 4.25: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO EXTERIOR TRASERO

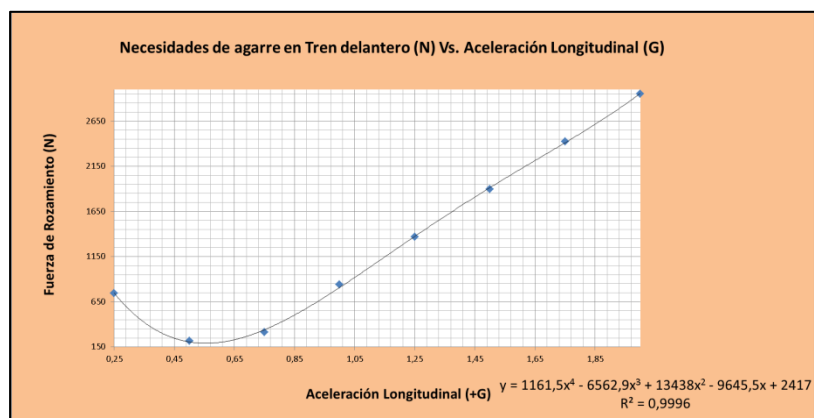
Tras observar el reparto cualitativo y realizar varias comprobaciones podemos llegar a que, aunque tenemos agarre disponible hasta 1,09G, este se agota antes, a 1,05G, a causa de un reparto que no es ideal.

### Tracción Integral:

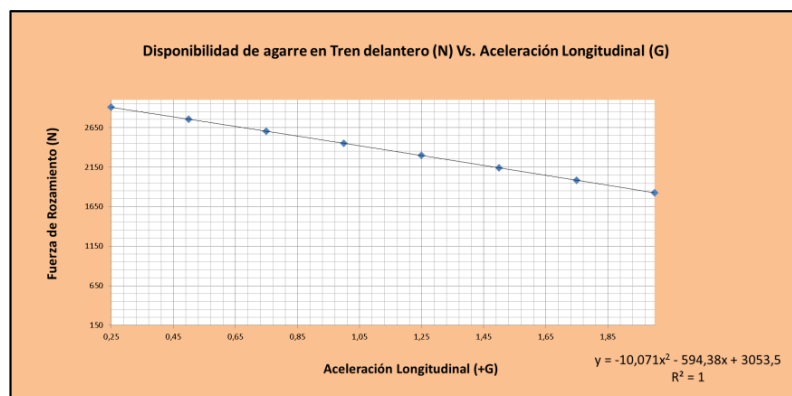
A modo comparativo, veamos qué sucede desde el punto de vista cuantitativo en caso de contar con tracción integral, algo cada vez más presente en monoplazas eléctricos, aunque el reparto de peso no se ajusta del todo a nuestro modelo.

- Eje delantero:

Observando en primer instancia el comportamiento del eje delantero, podemos apreciar como el agarre disponible va descendiendo debido a la distribución de pesos durante esta prueba, mientras que las necesidades aumentan como es normal al aumentar la aceleración.



**FIGURA 4.26:** NECESIDADES DE AGARRE EN TREN DELANTERO VS ACCELERACIÓN LONGITUDINAL (ACCELERACIÓN)



**FIGURA 4.27:** DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN DELANTERO VS ACCELERACIÓN LONGITUDINAL (ACCELERACIÓN)

- Eje trasero:

En el eje trasero se produce, al igual que en la configuración de tracción trasera, un aumento de la disponibilidad, ya que de igual modo que antes, va aumentando la carga normal en dichas ruedas.

Al comienzo de la prueba, en tracción integral, al igual que en tracción trasera, las ruedas traseras son las que más agarre demandan, y ésto es constante en toda la prueba.

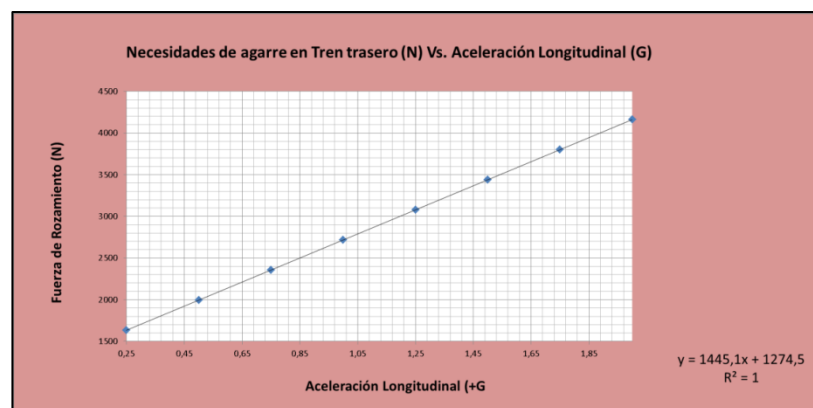


FIGURA 4.28: NECESIDADES DE AGARRE EN TREN TRASERO VS ACELERACIÓN LONGITUDINAL (ACELERACIÓN)

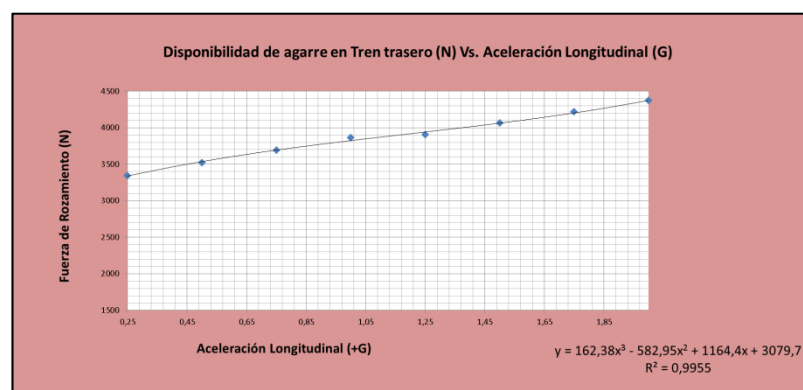


FIGURA 4.29: DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN TRASERO VS ACELERACIÓN LONGITUDINAL (ACELERACIÓN)

## Resultados:

Enfrentando las necesidades y el agarre en cada eje en una misma gráfica podemos apreciar que un vehículo de igual distribución de pesos, pero con tracción integral, mejoraría las pruebas de aceleración, siendo el eje delantero el primero en deslizar, manteniéndose siempre disponible un agarre mayor al solicitado en el tren trasero.

- Límite de Agarre en el tren delantero:

Podemos ver a continuación como el límite de agarre en el tren trasero no llega hasta unos inalcanzables 1,5G de aceleración longitudinal.

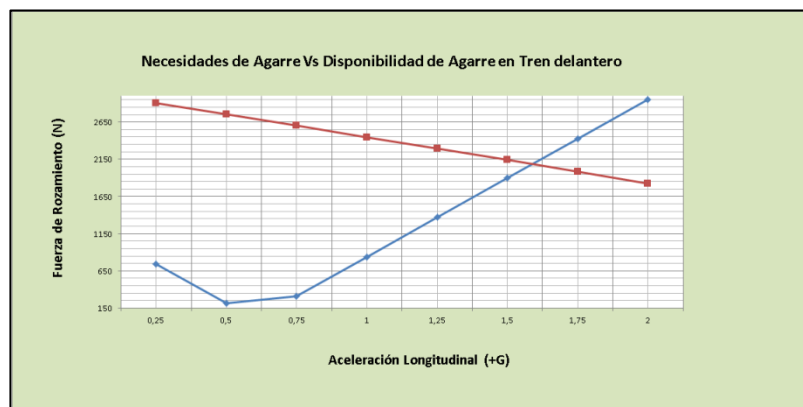


FIGURA 4.30: NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN DELANTERO (ACELERACIÓN)

- Límite de Agarre en el tren trasero:

La ayuda que ofrece el tren trasero, llevándose una parte de las necesidades de agarre con el y el continuo aumento de la disponibilidad trasera debido a la distribución de peso que se está produciendo, la disponibilidad de agarre en la parte trasera siempre es capaz de mantenerse por encima de las necesidades.

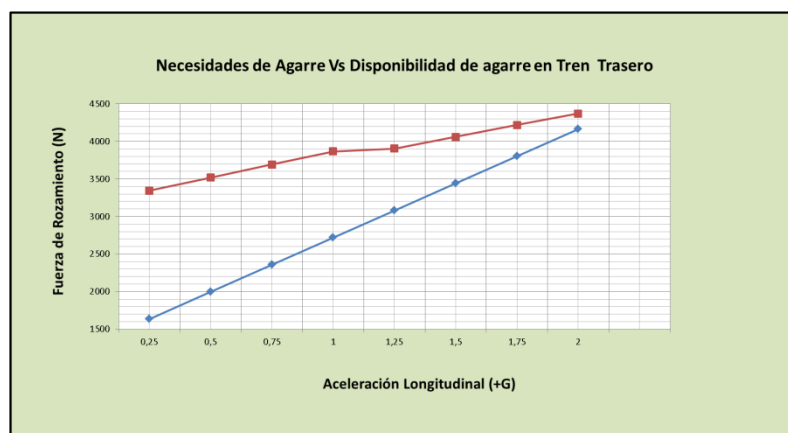


FIGURA 4.31: NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN TRASERO (ACELERACIÓN)

#### 4.4.-PASO POR CURVA A VELOCIDAD CONSTANTE.

A continuación vamos a analizar el comportamiento en curva de nuestro vehículo, quizás la prueba más exigente de todas. La distribución de las fuerzas de rozamiento entre ruedas cobra más importancia aún, y en función de esta habilidad para aguantar cargas laterales podremos realizar un análisis más o menos exigente a nuestro chasis.



FIGURA 4.32: VISTA AÉREA DE LA PARABÓLICA, MÍTICA CURVA DEL CIRCUITO DE MONZA

El motivo de la existencia de las diferencias de carga dinámica que se produce en una curva radica en el hecho de que el centro de gravedad del vehículo se encuentra por encima del suelo. Es en la superficie de contacto entre las ruedas y el suelo, donde se produce la fuerza lateral que hace girar al vehículo.

Como toda fuerza cuya línea de actuación no pasa por el centro de gravedad del sólido en cuestión, las fuerzas del neumático (flechas amarillas) generan un momento o par que intenta hacerlo rotar sobre sí mismo (flecha roja)

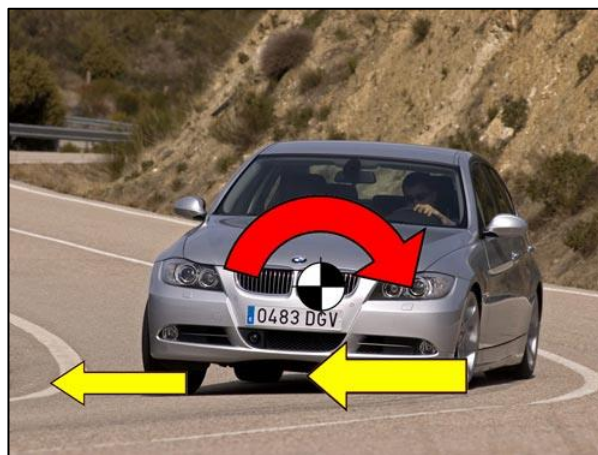


FIGURA 4.33: FUERZAS EJERCIDAS POR LOS NEUMÁTICOS EN CURVA

Este par de rotación debe ser compensado de algún modo, y la única forma de hacerlo es cambiando la fuerza vertical que soportan las ruedas exteriores e interiores. Las ruedas exteriores soportan más carga que las interiores, y esa diferencia es lo que genera un momento compensatorio en sentido contrario al anterior (flechas azules)



FIGURA 4.34: CARGA VERTICAL SOBRE LOS NEUMÁTICOS EN CURVA

Otra forma de ver este fenómeno es ignorar las fuerzas laterales de las ruedas y echar mano de la fuerza centrífuga, que no es una fuerza real sino una argucia física para facilitar el análisis o la comprensión de algunos fenómenos. Esta fuerza, aplicada en el centro de masas del vehículo, tiende a alejarlo del centro de la curva que traza. El resultado es el mismo: es necesario generar un momento que se oponga a ese alejamiento, que sólo se puede conseguir aumentando la carga que soportan las ruedas exteriores.

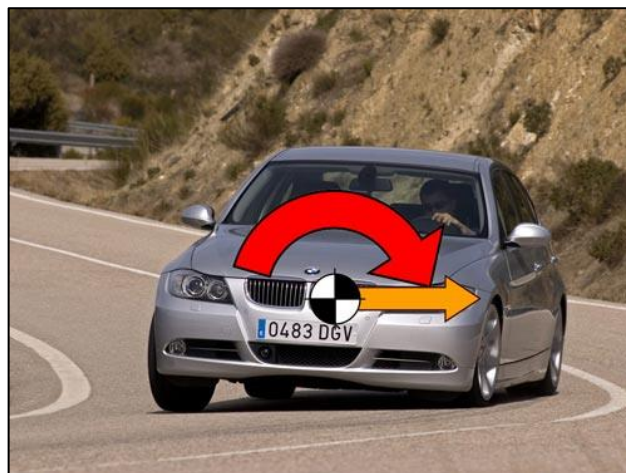
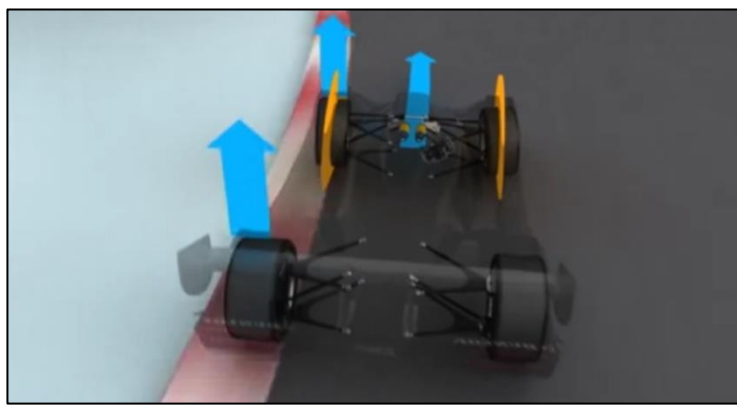


FIGURA 4.35: FUERZA CENTRÍFUGA SOBRE NUESTRO CENTRO DE MASAS EN CURVA

Si fuera posible, el lugar ideal para colocar el centro sería en el suelo. De esta manera, el centro de masas, fuerzas de las ruedas y fuerza centrífuga estarían alineadas a ras de suelo y no generarían momento alguno que compensar con la transferencia de cargas. Si ignoramos efectos ajenos a los tratados aquí, las ruedas trabajarían entonces todas por igual y su rendimiento sería máximo.

Lo máximo que se puede hacer al respecto es bajar el centro de masas en lo posible. Reducir la altura del coche al suelo, bajar la posición del depósito de combustible, del piloto o del motor.

Decir además que en nuestro ensayo supondremos condiciones idóneas de pista, es decir, no se tendrán en cuenta esfuerzos extra tales como un asfalto irregular con deterioros como un bache, o el paso a través de un plano, que incrementaría la carga transferida al chasis.



**FIGURA 4.36:** PASO POR CURVA CON LAS RUEDAS INTERIORES A ELLA SOBRE EL PLANO

Las aceleraciones sufridas en esta prueba serán laterales y verticales (peso propio) y la configuración de los apoyos en este caso impedirá el desplazamiento lateral y longitudinal en el punto de contacto del neumático con la llanta. Además de estas condiciones, serán impedidos los desplazamientos verticales en el punto de contacto con el suelo de los neumáticos, como en el resto de pruebas.

```
! MODELO SIN MUELLES (LATERALES Y LONGITUDINALES)

DK,1941,UX,0 ! Rueda delantera izquierda
DK,2347,UX,0 ! Rueda delantera derecha
DK,2751,UX,0 ! Rueda trasera izquierda
DK,3155,UX,0 ! Rueda trasera derecha

DK,1941,UZ,0 ! Rueda delantera izquierda
DK,2347,UZ,0 ! Rueda delantera derecha
DK,2751,UZ,0 ! Rueda trasera izquierda
DK,3155,UZ,0 ! Rueda trasera derecha
```

**FIGURA 4.37:** APOYOS DE NUESTRO MODELO PARA LA PRUEBA DE PASO POR CURVA



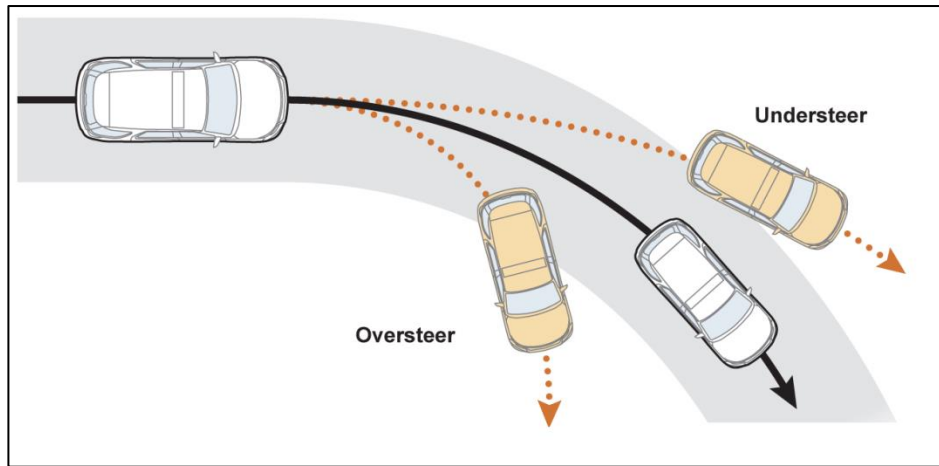


FIGURA 4.38: DE ARRIBA ABAJO: SUBVIRAJE, TRAZADA NEUTRA Y SOBREVIRAJE.

Queda por decir que en función del comportamiento de nuestro vehículo en curva, el cual conoceremos con la realización de esta prueba, además del nivel de aceleración que soporta sin deslizarse, éste podrá ser clasificado dentro de alguno de los grupos anteriores: subvirador, neutro o sobrevirador.

- **Subviraje:** El subviraje es una deriva del eje delantero superior a la del eje trasero. El coche parece querer seguir en línea recta cuando usted gira las ruedas. Su vehículo tiene tendencia a salir del giro.
- **Sobreviraje:** El sobreviraje es una deriva del eje trasero superior a la del eje delantero. El coche parece querer girar más de lo que se pretende. Su vehículo tiene tendencia a meterse demasiado en el giro.

El tipo de tendencia al tomar una curva de un vehículo es de suma importancia, tanto desde el punto de vista de la seguridad como desde el punto de vista prestacional.

A continuación analizaremos el comportamiento de nuestro vehículo al trazar una curva a velocidad constante.



FIGURA 4.39: FORMULA STUDENT UPCT (2012) TRAZANDO UNA CURVA EN EL CIRCUITO DE CARTAGENA.

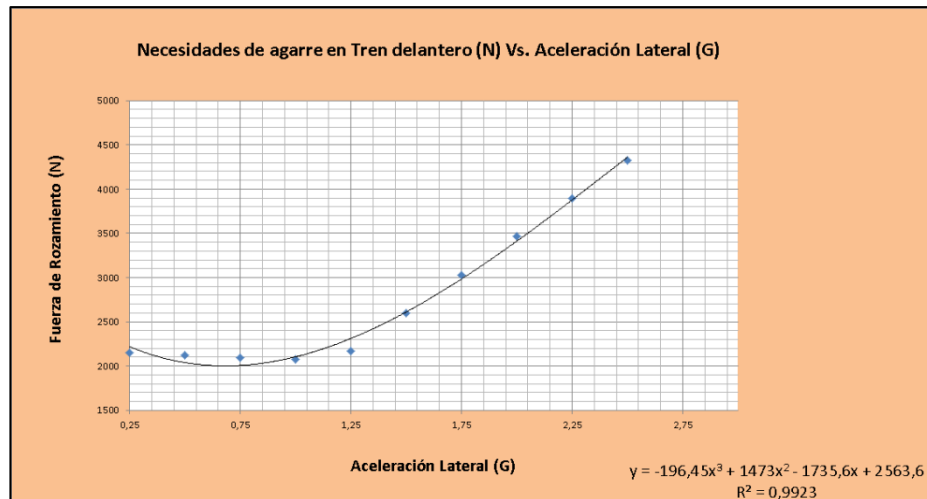
Modelo representativo del coche real								Resultados para gráficas			
ACELERACIÓN LATERAL	ACELERACIÓN VERTICAL	ACELERACIÓN LONGITUDINAL		TREN DELANTERO		TREN TRASERO		Tren Delantero :		Tren Trasero :	
				RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR	RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR				
0,25g	1g	0g	FUERZA NORMAL	1044,5	854,71	880,14	779,9	Fr necesaria en Tren Delantero (N)	2148,82	Fr necesaria en Tren Trasero (N)	2839,8
			FUERZA ROZAMIENTO	1294,2	853,82	1444,6	1135,2	% Necesario Tren Delantero	42,04536709	% Necesario Tren Trasero	56,9482291
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	40%	40%	57,93%	42,09%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N)	3071,472592	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N)	3142,73958
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1677,794728	1393,437644	1668,727919	1481,448249	% Máx disponible Tren Delantero :	49,4294489	% Máx disponible Tren Trasero :	50,5705511
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	55%	45%	52,65%	47,15%				
	1g	0g	FUERZA NORMAL	1134	767,72	831,17	726,4	Fr necesaria en Tren Delantero (N)	2123,97	Fr necesaria en Tren Trasero (N)	2832,31
			FUERZA ROZAMIENTO	1496,1	625,87	1865,9	942,41	% Necesario Tren Delantero	42,49411639	% Necesario Tren Trasero	57,1408161
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	73%	29%	64,07%	31,96%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N)	3069,949	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N)	3135,916413
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1808,557632	1260,390369	1768,928532	1384,996091	% Máx disponible Tren Delantero :	49,46035396	% Máx disponible Tren Trasero :	50,5396404
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	59%	41%	55,63%	44,17%				
	1g	0g	FUERZA NORMAL	1223,4	680,74	802,2	672,91	Fr necesaria en Tren Delantero (N)	2095,93	Fr necesaria en Tren Trasero (N)	2824,76
			FUERZA ROZAMIENTO	1702	297,93	2095,1	725,66	% Necesario Tren Delantero	42,64809558	% Necesario Tren Trasero	57,35914342
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	83%	19%	54,17%	25,83%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N)	3062,308949	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N)	3126,068075
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1937,137492	1125,171511	1846,431096	1287,634189	% Máx disponible Tren Delantero :	49,46886004	% Máx disponible Tren Trasero :	50,53113996
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	63%	37%	58,64%	41,16%				
	1g	0g	FUERZA NORMAL	1312,9	593,75	1033,2	635,42	Fr necesaria en Tren Delantero (N)	2075,78	Fr necesaria en Tren Trasero (N)	2817,21
			FUERZA ROZAMIENTO	1925,9	149,98	2296,8	496,91	% Necesario Tren Delantero	42,42354879	% Necesario Tren Trasero	57,57649121
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	92%	8%	82,36%	17,64%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N)	3051,81158	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N)	3118,762936
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2063,81158	988	1928,229962	1189,536974	% Máx disponible Tren Delantero :	49,45748495	% Máx disponible Tren Trasero :	50,54250505
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	68%	32%	61,06%	38,14%				
	1g	0g	FUERZA NORMAL	1402,3	506,76	1084,3	565,93	Fr necesaria en Tren Delantero (N)	2147,657	Fr necesaria en Tren Trasero (N)	2809,76
			FUERZA ROZAMIENTO	2109,7	57,867	2465,6	264,15	% Necesario Tren Delantero	43,54995061	% Necesario Tren Trasero	56,45004939
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	97%	3%	91%	9%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N)	3037,188274	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N)	3023,703096
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2188,297603	848,893787	1951,094299	1872,608798	% Máx disponible Tren Delantero :	50,11124746	% Máx disponible Tren Trasero :	49,88975254
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	72%	28%	64,93%	35,47%				
	1g	0g	FUERZA NORMAL	1491,8	418,37	1135,3	512,48	Fr necesaria en Tren Delantero (N)	2295,51	Fr necesaria en Tren Trasero (N)	2802,209
			FUERZA ROZAMIENTO	2313,6	285,91	2720,8	31,409	% Necesario Tren Delantero	48,12375468	% Necesario Tren Trasero	51,87624532
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	89%	11%	98,68%	1,12%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N)	3018,717516	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N)	3008,43424
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2310,872193	707,8493228	2032,152373	976,2818666	% Máx disponible Tren Delantero :	50,08538792	% Máx disponible Tren Trasero :	49,91469208
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	76,59%	23%	67,55%	32,45%				
	1g	0g	FUERZA NORMAL	1561,9	332,78	1186,3	486,94	Fr necesaria en Tren Delantero (N)	2301,36	Fr necesaria en Tren Trasero (N)	2807,44
			FUERZA ROZAMIENTO	2517,1	913,86	2996,1	201,34	% Necesario Tren Delantero	48,66837791	% Necesario Tren Trasero	51,3316209
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	82%	17%	93,70%	6,30%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N)	2996,258916	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N)	2991,162281
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2491,19676	564,8621564	2112,248077	878,9142841	% Máx disponible Tren Delantero :	50,6426118	% Máx disponible Tren Trasero :	49,95748882
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	62%	19%	90,42%	25,58%				
	1g	0g	FUERZA NORMAL	1678,7	248,79	1237,4	405,48	Fr necesaria en Tren Delantero (N)	2463,21	Fr necesaria en Tren Trasero (N)	2805,89
			FUERZA ROZAMIENTO	2712,4	741,81	3221,3	434,09	% Necesario Tren Delantero	48,67015593	% Necesario Tren Trasero	51,34884407
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	79%	21%	88%	12%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N)	2963,681245	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N)	2972,823534
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2549,719473	413,9407713	2191,535629	780,487905	% Máx disponible Tren Delantero :	49,98024941	% Máx disponible Tren Trasero :	50,01971059
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	68%	14%	92,74%	24,26%				
	1g	0g	FUERZA NORMAL	1768,2	156,8	1286,4	351,36	Fr necesaria en Tren Delantero (N)	2495,05	Fr necesaria en Tren Trasero:	4113,34
			FUERZA ROZAMIENTO	2925,3	865,75	3446,5	666,84	% Necesario Tren Delantero	48,63711682	% Necesario Tren Trasero:	51,36288318
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	75%	25%	83,79%	16,21%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N)	2939,248255	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N)	2950,707676
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2646,145883	271,0841677	2263,704706	681,0029639	% Máx disponible Tren Delantero :	49,90272213	% Máx disponible Tren Trasero :	50,09727877
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	90,36%	7%	92,92%	23,08%				
	1g	0g	FUERZA NORMAL	1849,6	71,814	1339,4	298,46	Fr necesaria en Tren Delantero (N)	2426,3	Fr necesaria en Tren Trasero (N)	4571,39
			FUERZA ROZAMIENTO	3129,2	1197,7	3671,8	899,59	% Necesario Tren Delantero	48,62613672	% Necesario Tren Trasero:	51,37880328
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	72%	28%	80,32%	13,68%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N)	2964,709651	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N)	2927,851915
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2768,41342	124,7961319	2346,911413	586,4487613	% Máx disponible Tren Delantero :	49,8958114	% Máx disponible Tren Trasero :	50,11411886
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	95,07%	4%	96,17%	14,83%				
	1g	0g	FUERZA NORMAL	1939,1	15,176	1390,4	244,97	Fr necesaria en Tren Delantero (N)		Fr necesaria en Tren Trasero (N)	
			FUERZA ROZAMIENTO					% Necesario Tren Delantero:		% Necesario Tren Trasero:	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO					Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N)		Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N)	
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)					% Máx disponible Tren Delantero:		% Máx disponible Tren Trasero:	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL								

Tabla 4.4: Evaluación de la situación de deslizamiento en paso por curva a velocidad constante (coche actual)

**Análisis cuantitativo:**

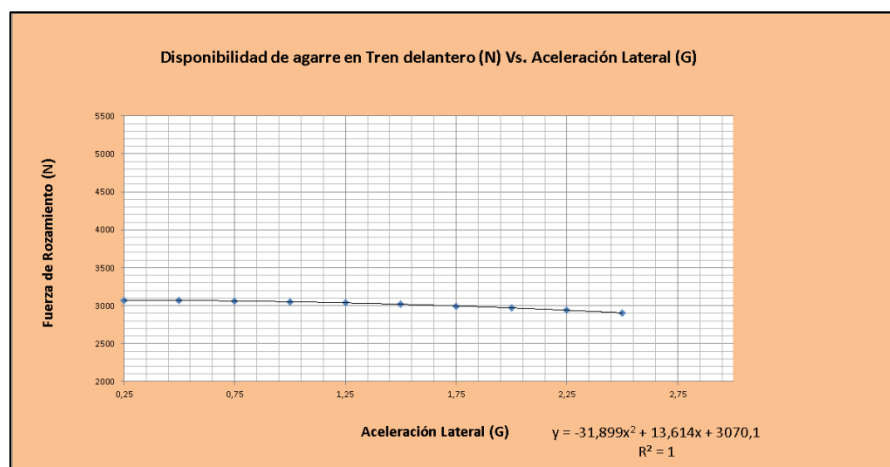
- Tren delantero:

Podemos observar cómo la necesidad de agarre en el tren delantero aumenta a medida que crece la aceleración lateral siguiendo un polinomio cúbico.



**FIGURA 4.40:** NECESIDADES DE AGARRE EN TREN DELANTERO VS ACELERACIÓN LATERAL (PASO POR CURVA)

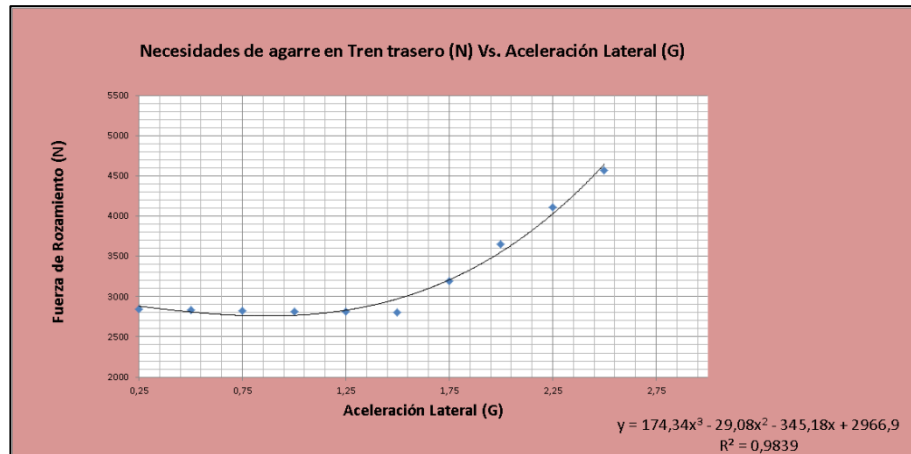
Por otro lado, el agarre en dicho tren de rodadura va decreciendo, aunque muy lentamente, con el aumento de aceleración.



**FIGURA 4.41:** DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN DELANTERO VS ACELERACIÓN LATERAL (PASO POR CURVA)

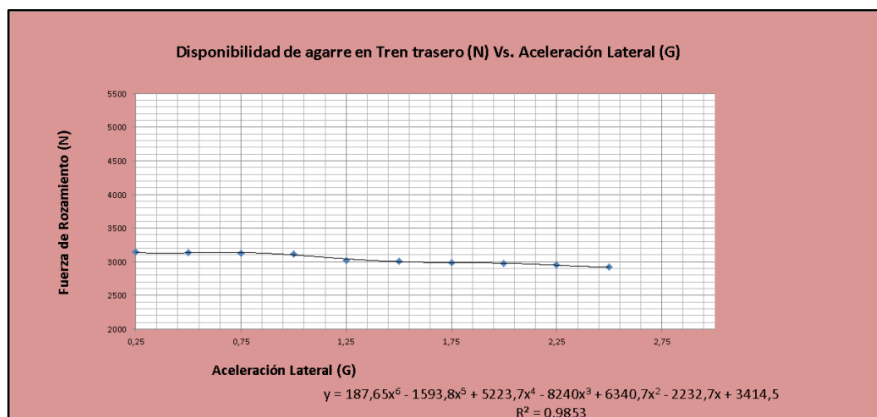
- Tren trasero:

Las necesidades de agarre en el tren trasero crecen, al igual que sucede en el tren delantero, siguiendo un polinomio cúbico, de igual modo. No obstante, podemos ver como las necesidades del tren trasero son algo mayores:



**FIGURA 4.42:** NECESIDADES DE AGARRE EN TREN TRASERO VS ACELERACIÓN LATERAL (PASO POR CURVA)

Por otro lado, si nos fijamos en el agarre disponible en la parte trasera, también encontramos un gran parecido con la gráfica que refleja el agarre disponible en el tren trasero, disminuyendo lentamente a medida que aumenta la aceleración y manteniéndose siempre valores similares en ambos ejes.



**FIGURA 4.43:** DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN TRASERO VS ACELERACIÓN LATERAL (PASO POR CURVA)

## Resultados:

Presentemos conjuntamente el agarre necesario y el agarre disponible, tanto para la parte delantera como para la parte trasera, y veamos que sucede.

- Límites de agarre en tren delantero:

Como podemos observar, en el tren delantero, nuestros neumáticos son capaces de producir un agarre tal que no se ve agotado hasta un nivel muy alto de aceleración lateral (1,75G). Además, existe un amplio margen entre lo que necesitamos y lo producido hasta 1,25G.

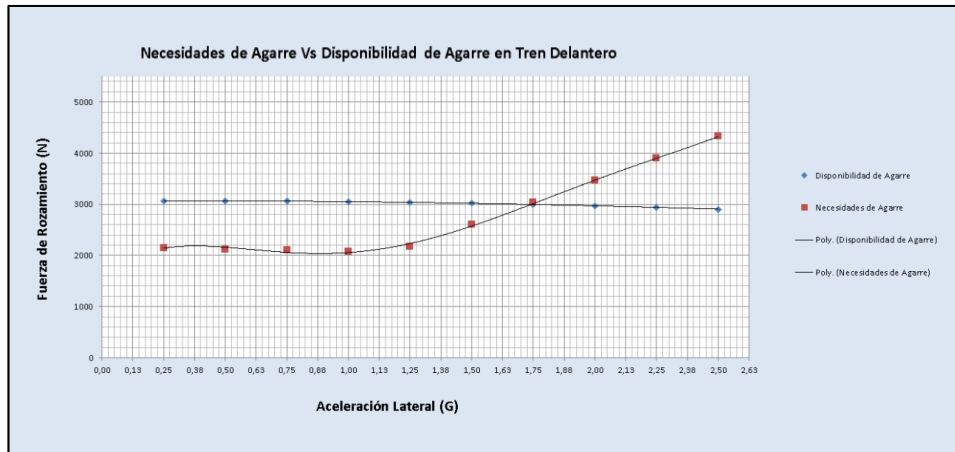


FIGURA 4.44: NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN DELANTERO (PASO POR CURVA)

- Límites de agarre en tren trasero:

Algo parecido sucede en el tren trasero, donde nuestro agarre disponible no se ve agotado hasta un elevado nivel de aceleración lateral 1,63G. Sin embargo, lo que marca la diferencia es el estrecho margen que tenemos hasta ese nivel de aceleración.

Este estrecho margen hace que la ausencia de deslizamiento en el tren trasero sea muy sensible al reparto que se produce entre los neumáticos de dicho eje, de forma que un mal reparto nos hará deslizar pese a no agotar todo el agarre que tenemos en realidad.

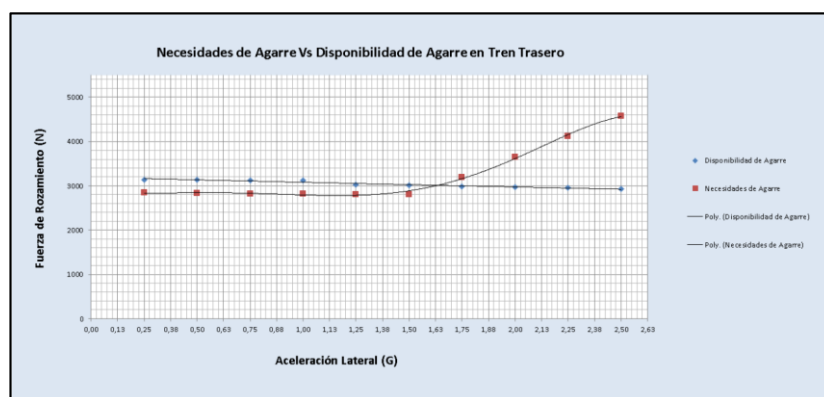


FIGURA 4.45: NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN TRASERO (PASO POR CURVA)

Un detalle importante que puede ser advertido en la tabla de resultados, es que la primera rueda del vehículo en perder contacto con el asfalto es la interior delantera. Este no es un comportamiento adecuado en circuito, de hecho es incluso peligroso, y se debe a una posible rigidez al balanceo excesiva del tren delantero o bien a una rigidez al balanceo demasiado pequeña por parte del tren trasero.

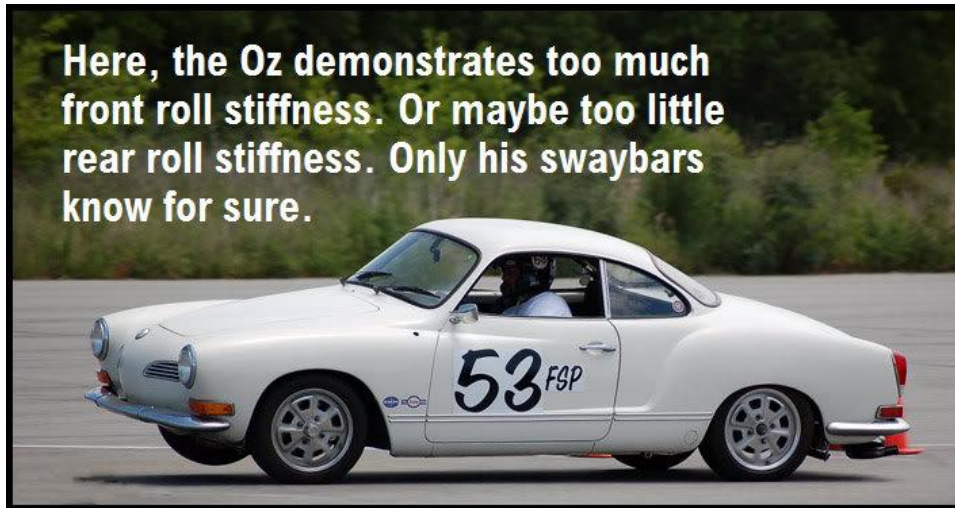


FIGURA 4.46: EJEMPLO DE PÉRDIDA DE CONTACTO CON EL ASFALTO DE LA RUEDA INTERIOR DELANTERA

Como hemos dicho anteriormente, en nuestro vehículo, el cual a la vista de los resultados puede clasificarse en el grupo de vehículos sobreviradores, el agarre disponible se agota muy tarde, teniendo en teoría cantidad suficiente como para superar una curva de radio  $r$  a tal velocidad que produzca 1,75G de aceleración lateral.

Sin embargo, como podemos observar en la gráfica que nos habla del tren trasero, constantemente el agarre disponible y el agarre necesario en este extremo del coche rondan valores muy parecidos, es decir, tenemos poco margen. Esto, unido a un mal reparto, nos hace que el neumático posterior trasero deslice desde 0.5G, lo que hará que bajo estas circunstancias, nuestro modelo sea calculado bajo la acción de una aceleración lateral de tan solo 0,25G.

Para un nivel de aceleración mayor, los resultados que obtendríamos al calcular nuestro modelo no serían reales, ya que como antes vimos, tiene limitaciones.

Por otro lado, un cuarto de la aceleración de la gravedad en sentido lateral es un valor que no exprimirá las capacidades de nuestro chasis como nos gustaría. Es por esto por lo que más adelante intentaremos mejorar esta situación y aprovechar de mejor forma el agarre disponible.

Igualmente, también trataremos de aumentar nuestro margen entre agarre necesario y disponible en el tren trasero.

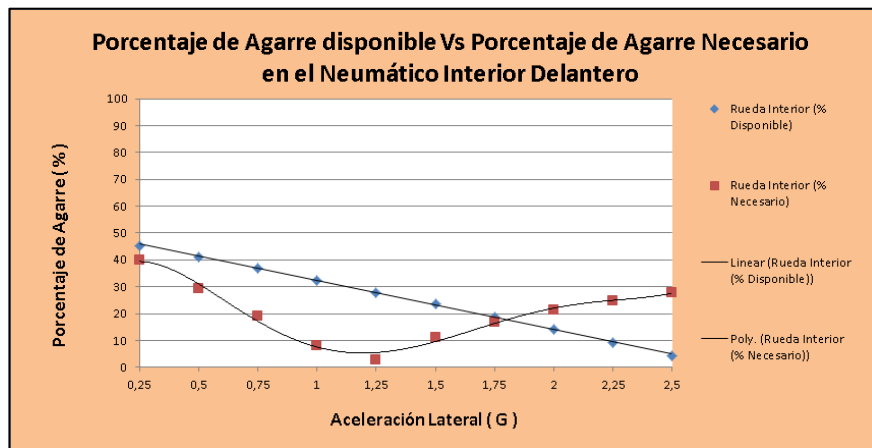
Veamos a continuación los resultados del análisis cualitativo para esta prueba.

**Análisis cualitativo:**

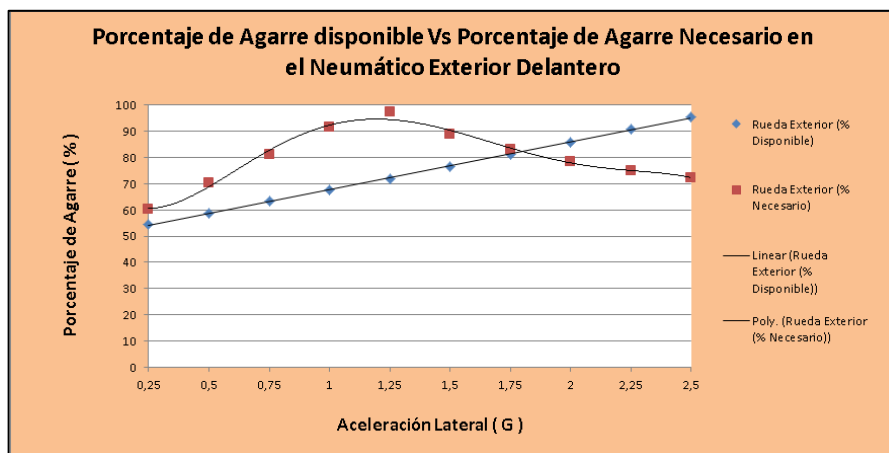
- Tren Delantero:

A continuación, vemos como cualitativamente el mayor porcentaje de necesidades se traslada al neumático exterior, superando el porcentaje del agarre total disponible que se traslada a esta rueda.

Justo lo contrario se produce en el neumático interior.



**FIGURA 4.47:** AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR DELANTERO (P. CURVA)



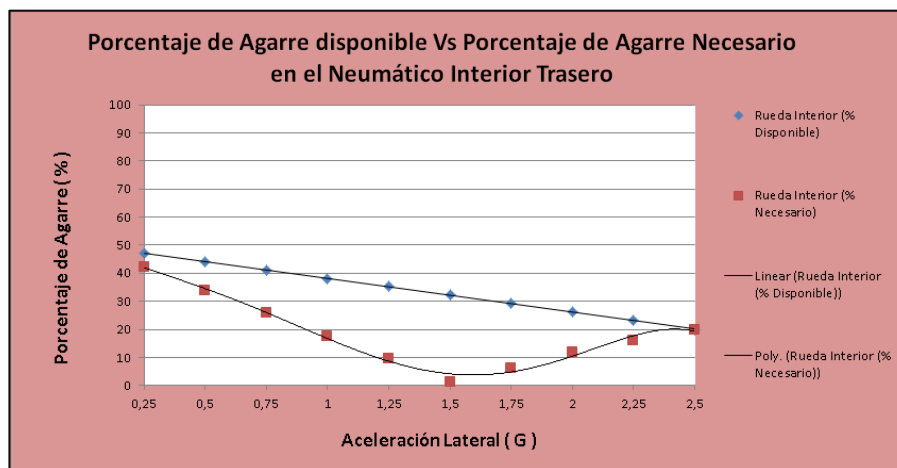
**FIGURA 4.48:** AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO EXTERIOR DELANTERO (P. CURVA)

Hemos de tener en cuenta, que en el tren delantero, nuestro margen desde el punto de vista cuantitativo es mucho mayor que en el trasero, por lo que, aunque nuestro reparto de necesidades no se produzca en la misma forma que se produce el reparto del agarre necesario, no será este eje en el que se produzca el deslizamiento por primera vez.



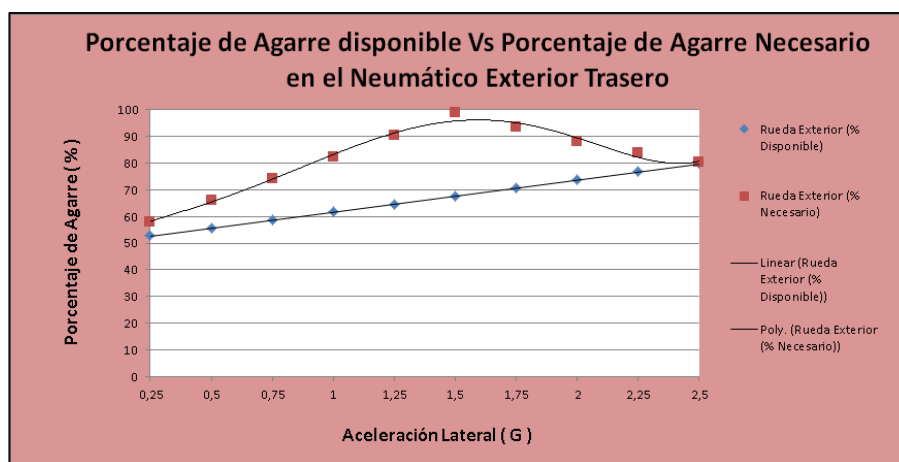
- Tren Trasero:

Para el tren delantero, la máxima diferencia cualitativa que se produce excede el 20%, mientras que en el tren trasero llega a superarse el 30% en lo que se refiere a esta desviación.



**FIGURA 4.49:** AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR TRASERO (P. CURVA)

Esta diferencia tan amplia, unida al pequeño margen que tenemos en este eje, hace que él sea el primero en deslizar. En concreto, la rueda exterior, donde podemos ver cómo el reparto necesario es superior al que se produce en todo momento.



**FIGURA 4.50:** AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO EXTERIOR TRASERO (P. CURVA)

# CAPÍTULO 5: BASE TEÓRICA DEL CÁLCULO EN ANSYS.

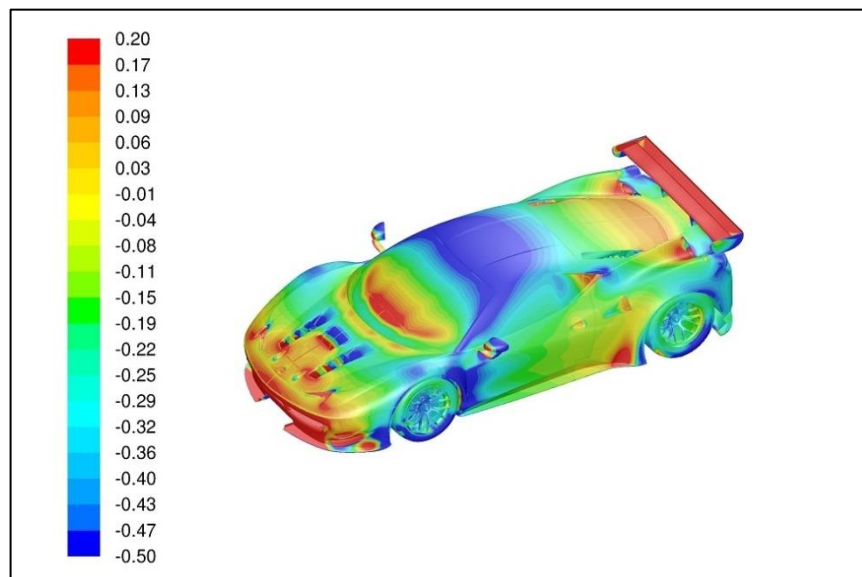
## 5.1.-EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS.

El método de los elementos finitos (M.E.F.) ha adquirido una gran importancia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc., ya que permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales. Esta circunstancia obligaba a realizar prototipos, ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa, lo que traía consigo un elevado coste tanto económico como en tiempo de desarrollo.

Su utilización permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo no deja de ser un método aproximado de cálculo debido a las hipótesis básicas del método. Los prototipos, por lo tanto, siguen siendo necesarios, pero en menor número, ya que el primero puede acercarse bastante más al diseño óptimo.

El método de los elementos finitos como formulación matemática es relativamente nuevo; aunque su estructura básica es conocida desde hace bastante tiempo, en los últimos años ha sufrido un gran desarrollo debido a los avances informáticos.

Han sido precisamente estos avances informáticos los que han puesto a disposición de los usuarios gran cantidad de programas que permiten realizar cálculos con elementos finitos. Pero no hay que llevarse a engaño, el manejo correcto de este tipo de programas exige un profundo conocimiento no solo del material con el que se trabaja, sino también de los principios del M.E.F. Sólo en este caso estaremos en condiciones de garantizar que los resultados obtenidos en los análisis se ajustan a la realidad.



**FIGURA 5.1:** RESULTADOS DE SIMULACIÓN C.F.D. EN ANSYS DE UN TURISMO DE COMPETICIÓN

La idea general del MEF consiste en separar los sistemas en sus componentes individuales, o “elementos”, cuyo comportamiento pueda conocerse sin dificultad y, a continuación, reconstruir el sistema original para estudiarlo a partir de dichos componentes.

En muchos casos se obtiene un modelo adecuado utilizando un número finito de componentes bien definidos. A tales problemas se les denomina discretos. En otros, la subdivisión prosigue indefinidamente y el problema sólo puede definirse haciendo uso de la ficción matemática de infinitésimo. Ello conduce a ecuaciones diferenciales o expresiones equivalentes con un número infinito de elementos implicados. A tales sistemas se les denomina continuos.

El Método de los Elemento Finitos se trata de una simplificación de dichas ecuaciones, puesto que su forma diferencial se sustituye por un conjunto discreto de ecuaciones y de sus respectivas condiciones de contorno para su posterior resolución. En función del número de estas ecuaciones será necesario o no implementar el problema para su resolución computerizada.

Por tanto, la idea se basa en transformar un cuerpo de naturaleza continua en un modelo discreto aproximado. Esta transformación se denomina discretización del modelo. El conocimiento de lo que sucede en el interior de este modelo del cuerpo aproximado, se obtiene mediante la interpolación de los valores conocidos en los nodos. Es por tanto una aproximación de los valores de una función a partir del conocimiento de un número determinado y finito de puntos.

Con la llegada de las computadoras digitales, los problemas discretos pueden resolverse generalmente sin dificultad, aún cuando el número de elementos sea muy elevado. Como la capacidad de las computadoras es finita, los problemas continuos sólo se pueden resolver de forma exacta mediante manipulaciones matemáticas. En este aspecto, las técnicas matemáticas disponibles suelen limitar las posibilidades a casos extremadamente simplificados.

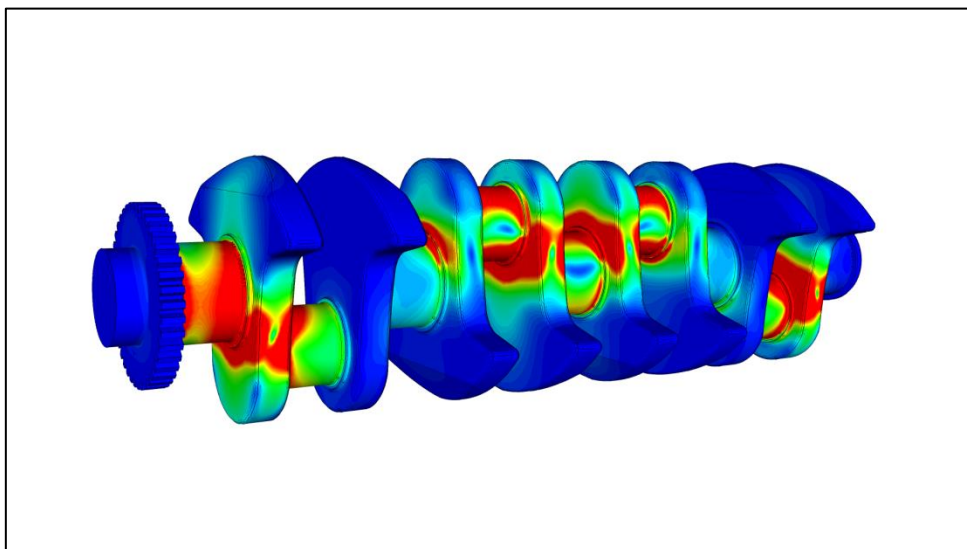


FIGURA 5.2: DETALLE DE LAS TENSIONES DE VON MISES EN UN CIGUEÑAL

Los programas sobre el MEF suelen estar formados por tres módulos: un preprocesador, un módulo de análisis o solución y un postprocesador.

Mediante el preprocesador se define el modelo de diseño (geometría, condiciones de contorno, cargas y resultados necesarios) y el modelo de elementos finitos (tipos de elementos y densidad de malla).

El módulo de análisis se encarga de analizar el modelo de elementos finitos generado (formar las matrices de los elementos, ensamblarlas, aplicar cargas, imponer desplazamientos, resolver el sistema de ecuaciones, y obtener las deformaciones y tensiones), comprobar la consistencia de los datos y el condicionamiento del sistema de ecuaciones, y confirmar que la solución obtenida es correcta. El postprocesador muestra los resultados obtenidos y los utiliza para hacer un refinamiento de la malla.

Se utilizará esta metodología ya que nos permite comprender de mejor manera las estructuras y sus deformaciones, permitiéndonos posteriormente su optimización, mediante:

- El estudio de nuevas configuraciones que sin esta técnica serían inviables.
- Descartando modelos que de otra manera solo podríamos descartar mediante la experimentación.
- Reduciendo por tanto el número de experimentos, ahorrando en la investigación.
- Permite aumentar la robustez y la calidad de los diseños experimentales, reduciendo fallos.

A continuación pasaremos a explicar la metodología a emplear ante sistemas discretos.

## 5.2.-SISTEMAS DISCRETOS: FORMULACIÓN GENERAL.

Como decíamos anteriormente, calificaremos como sistemas discretos todos aquéllos que se pueden separar en un número finito de componentes individuales o elementos cuyo comportamiento pueda conocerse sin dificultad.

Una vez se determinado el comportamiento de cada elemento, se reconstruye el sistema original para estudiarlo a partir de dichos componentes.

Imaginemos una estructura formada por distintos elementos enlazados entre sí en los nudos, tal y como es el caso de estudio que nos ocupa. Para empezar se supondrá que mediante cálculos efectuados aparte, o mediante resultados experimentales, conocemos exactamente las propiedades de cada elemento.

Para explicar la formulación del método que se ha de seguir a continuación, primeramente tengamos en cuenta a una estructura plana formada por distintos elementos enlazados entre sí en los nudos. Los enlaces en los nudos serán articulaciones que no transmiten momentos.

Así pues, si examinamos un miembro representativo, el cual se encuentra asociado a varios nudos, las fuerzas que actúan en dichos nudos están unívocamente definidas por los desplazamientos de tales nudos, la carga que actúa sobre el elemento y su deformación inicial.

Esta última puede ser debida a la temperatura, a la retracción, o simplemente a un desajuste inicial. Las fuerzas y los correspondientes desplazamientos se definen mediante las componentes apropiadas ( $U$ ,  $V$  y  $v$ ) en un sistema de coordenadas cartesianas.

Expresemos en forma matricial las fuerzas que actúan en todos los nudos (3 en este caso) del elemento (1), tenemos :

$$\mathbf{q}^1 = \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_1^1 \\ \mathbf{q}_2^1 \\ \mathbf{q}_3^1 \end{Bmatrix} \quad \mathbf{q}_1^1 = \begin{Bmatrix} U_1^1 \\ V_1^1 \end{Bmatrix}, \text{ etc.}$$

y para los correspondientes desplazamientos nodales:

$$\mathbf{a}^1 = \begin{Bmatrix} \mathbf{a}_1^1 \\ \mathbf{a}_2^1 \\ \mathbf{a}_3^1 \end{Bmatrix} \quad \mathbf{a}_1^1 = \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \end{Bmatrix}, \text{ etc.}$$

Suponiendo que el elemento presenta un comportamiento elástico lineal, la relación característica será siempre de la forma:

$$\mathbf{q}^1 = \mathbf{K}^1 \mathbf{a}^1 + \mathbf{f}_p^1 + \mathbf{f}_{\varepsilon_0}^1$$

Donde  $\mathbf{f}_p^1$  representa las fuerzas nodales necesarias para equilibrar cualquier carga distribuida que actúe sobre el elemento y  $\mathbf{f}_{\varepsilon_0}^1$  las fuerzas nodales necesarias para equilibrar cualquier deformación inicial, como la que puede ocasionar un cambio de temperatura si los nudos tienen impedido todo desplazamiento.

El primer término representa las fuerzas inducidas por los desplazamientos de los nudos y la matriz  $\mathbf{K}$  se conoce como matriz de rigidez del elemento ( $e$ )

Cada término de la matriz de rigidez representa la fuerza que hay que aplicar en el grado de libertad correspondiente a su fila para que el desplazamiento del grado de libertad correspondiente a su columna sea unitario, siendo nulos los demás desplazamientos.

Similarmente, mediante un análisis o experimento preliminar se pueden definir unívocamente las tensiones o reacciones internas en cualquier punto o puntos especificados del elemento, en función de los desplazamientos de los nudos. Definiendo esas tensiones mediante la matriz se obtiene una relación de la forma:

$$\boldsymbol{\sigma}^1 = \mathbf{S}^1 \mathbf{a}^1 + \boldsymbol{\sigma}_p^1 + \boldsymbol{\sigma}_{\varepsilon_0}^1$$

Donde los dos últimos términos son simplemente las tensiones originadas por las cargas distribuidas que actúan sobre el elemento o por tensiones iniciales cuando se restringe el desplazamiento en los nudos. La matriz se conoce como matriz de tensiones del elemento ( $\mathbf{S}e$ )

Análogamente, si los puntos de enlace se consideran rígidos han de tenerse en cuenta tres componentes de fuerzas generalizadas y tres componentes de desplazamientos generalizados, correspondiendo el tercero de ellos a un momento y a una rotación, respectivamente. Para una estructura tridimensional rígidamente articulada, el número de componentes por nudo será de seis.

Así pues, en general:

$$\mathbf{q}^e = \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_1^e \\ \mathbf{q}_2^e \\ \vdots \\ \mathbf{q}_m^e \end{Bmatrix} \quad \text{y} \quad \mathbf{a}^e = \begin{Bmatrix} \mathbf{a}_1^e \\ \mathbf{a}_2^e \\ \vdots \\ \mathbf{a}_m^e \end{Bmatrix}$$



Siendo  $m$  el número de nudos del elemento y poseyendo cada  $q_i$  y  $a_i$  el mismo número de componentes o grados de libertad.

Las matrices de rigidez de los elementos serán, por tanto, siempre cuadradas y de la forma:

$$\mathbf{K}^e = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{11}^e & \mathbf{K}_{12}^e & \cdots & \mathbf{K}_{1m}^e \\ \mathbf{K}_{21}^e & \mathbf{K}_{22}^e & \cdots & \mathbf{K}_{2m}^e \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \mathbf{K}_{m1}^e & \mathbf{K}_{m2}^e & \cdots & \mathbf{K}_{mm}^e \end{bmatrix}$$

Donde  $\mathbf{K}_{ij}$ , etc., son submatrices también cuadradas de dimensiones  $l \times l$ , siendo  $l$  el número de componentes de desplazamiento a considerar en los nudos.

Para obtener la solución completa de la estructura se han de satisfacer en toda ella las dos condiciones de:

- Compatibilidad de desplazamientos.
- Equilibrio.

Todos los desplazamientos nodales  $\mathbf{a}$  :

$$\mathbf{a} = \begin{Bmatrix} \mathbf{a}_1 \\ \mathbf{a}_2 \\ \vdots \\ \mathbf{a}_n \end{Bmatrix}$$

Representando ahora a la totalidad de la estructura y donde participan todos los elementos de la misma, satisfacen automáticamente la primera condición.

Como las condiciones generales de equilibrio ya son satisfechas dentro de cada elemento, sólo queda por establecer las condiciones de equilibrio en los nudos de la estructura. Las ecuaciones que resulten contendrán los desplazamientos como incógnitas y una vez calculados éstos el problema quedará completamente resuelto.

Se considera la estructura sometida a un sistema de fuerzas externas  $\mathbf{r}$  aplicadas en los nudos:

$$\mathbf{r} = \begin{Bmatrix} \mathbf{r}_1 \\ \mathbf{r}_2 \\ \vdots \\ \mathbf{r}_n \end{Bmatrix}$$

Además de las cargas distribuidas aplicadas a cada elemento individual, como antes, cada una de las fuerzas deberá tener el mismo número de componentes que las reacciones consideradas en cada elemento.

Si se establece ahora el equilibrio en un nudo cualquiera,  $i$ , cada componente de  $\mathbf{r}_i$  tiene que ser igual, a su vez, a la suma de las componentes de las fuerzas que aportan los elementos que se reúnen en dicho nudo. Así pues, considerando todas esas componentes:

$$\mathbf{r}_i = \sum_e \mathbf{q}_i^e = \mathbf{q}_i^1 + \mathbf{q}_i^2 + \dots$$

Donde  $\mathbf{q}_i^e$  es la fuerza que el elemento  $e$  aporta al nudo  $i$ .

Claramente, sólo los elementos que contengan al punto contribuirán con fuerzas no nulas.

Al sustituir las fuerzas aportadas al nudo  $i$  por sus expresiones dadas por la definición anterior:

$$\mathbf{q}^1 = \mathbf{K}^1 \mathbf{a}^1 + \mathbf{f}_p^1 + \mathbf{f}_{\varepsilon_0}^1$$

Resulta que las variables nodales son comunes (y por ello, omitiendo el superíndice), se tendrá:

$$\mathbf{r}_i = \left( \sum_e \mathbf{K}_{i1}^e \right) \mathbf{a}_1 + \left( \sum_e \mathbf{K}_{i2}^e \right) \mathbf{a}_2 + \dots + \sum_e \mathbf{f}_i^e$$

Donde:

$$\mathbf{f}_i^e = \mathbf{f}_{p_i}^e + \mathbf{f}_{\varepsilon_0 i}^e$$

Como antes, el sumatorio sólo afecta a los elementos que contienen al nudo  $i$ . Reuniendo todas esas ecuaciones obtenemos simplemente:

$$\mathbf{K}\mathbf{a} + \mathbf{f} = \mathbf{r}$$

El sistema de ecuaciones que resulta de la ecuación anterior puede resolverse una vez sustituidos los desplazamientos impuestos en los apoyos. Ecuación en la cual las submatrices son:

$$\mathbf{K}_{ij} = \sum_e \mathbf{K}_{ij}^e$$

$$\mathbf{f}_i = \sum_e \mathbf{f}_i^e$$

Con sumatorios que comprenden a todos los elementos. Esta regla tan sencilla para ensamblar los elementos es muy útil, pues tan pronto como se conozca un coeficiente para un elemento particular se puede almacenar inmediatamente en la “posición” adecuada.

Este proceso general de ensamblaje constituye la característica fundamental y común a todos los cálculos por elementos finitos.

Es obvio que sin sustituir un número mínimo de desplazamientos, obligados para impedir que la estructura se mueva como un sólido rígido, sería imposible resolver el sistema pues los desplazamientos no pueden quedar unívocamente determinados por las fuerzas y habría infinitas soluciones para un sistema de fuerzas dado. Este hecho, físicamente evidente, debe interpretarse matemáticamente en razón de que la matriz  $\mathbf{K}$ , al ser singular, carece de inversa.

Estableciendo los desplazamientos adecuados tras la fase del ensamblaje, podrá obtenerse una solución única prescindiendo de las filas y las columnas adecuadas de las distintas matrices.

### 5.3.-EL PROGRAMA ANSYS.

ANSYS Inc. fundada en 1970 (Swanson Analysis Systems, Inc.), desarrolla y presta soporte a la ingeniería introduciendo nuevos métodos para conseguir productos y procesos de fabricación más innovadores – logrando una reducción tanto de los costes como del tiempo invertido hasta la comercialización del producto – con programas de elementos finitos destinados a la simulación, que predicen cómo funcionará y reaccionará determinado producto bajo un entorno real.

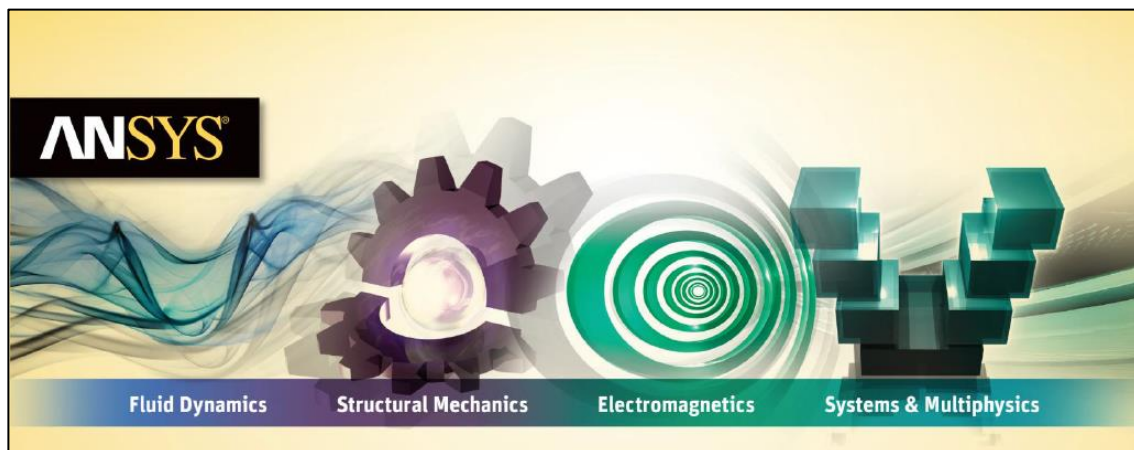


FIGURA 5.3: MÓDULOS DE TRABAJO DE ANSYS

ANSYS es un programa de elementos finitos que da solución a procesos implícitos, es decir, resuelve sistemas estáticos/cuasi-estáticos (fuerzas aplicadas en grandes lapsos de tiempo) en los que el sistema se comporta de forma lineal.

Se resuelve en una sola iteración, definida a partir de intervalos grandes de tiempo, ya que las soluciones convergen fácilmente mostrando una gran estabilidad. De manera que utiliza pocos recursos computacionales.

Originalmente ofrece soluciones para resolver análisis estáticos lineales, pero sucesivamente se han ido introduciendo módulos con los que este programa es capaz de resolver además problemas dinámicos no lineales.

Los principales módulos de ANSYS son: Multiphysics, Mechanical, Structural, Professional, Design Space, Emag (simulaciones Electromagnéticas), Paramesh (mallas adaptativas), LSDYNA y Educational.



**FIGURA 5.4:** CADA VEZ ES MAS HABITUAL LA PRESENTACIA DE ESTE TIPO DE SOFTWARE EN EL CAMPO DE LA COMPETICIÓN Y BUSQUEDA DE RENDIMIENTO

ANSYS está dividido en tres herramientas principales llamados módulos: pre-procesador (creación de geometría y mallado), procesador y post-procesador.

Tanto el pre-procesador como el post-procesador están provistos de una interfaz gráfica. Este procesador de elementos finitos para la solución de problemas mecánicos incluye: análisis de estructuras dinámicas y estáticas (ambas para problemas lineales y no lineales), análisis de transferencia de calor y fluidodinámica, y también problemas de acústicas y de electromagnetismo.

Normalmente, el uso de estas herramientas se utiliza simultáneamente, logrando mezclar problemas de estructuras junto a problemas de transferencia de calor como un todo.

## 5.4.- ANTES DE REALIZAR UN CÁLCULO POR EL M.E.F.

Antes de comenzar a resolver un problema mediante cualquier programa de elementos finitos, conviene reflexionar sobre una serie de puntos.

### **¿Qué se pretende con el análisis?**

Determinar tensiones, obtener distribuciones de temperatura, ver cómo evoluciona el sistema, calcular frecuencias y modos propios, ... Esta pregunta nos determinará el tipo de análisis a realizar.

### **¿Cómo va a ser la geometría que vamos a analizar?**

Seguramente conocemos la geometría real del problema, pero a la hora de realizar su análisis deberemos simplificarla al máximo en función del objetivo del análisis, ya que la mayoría de los detalles son superfluos y lo único que conllevan es un consumo excesivo de tiempo de cálculo y de espacio de almacenamiento. Para ello deberemos buscar posibles simetrías, anti simetrías, axisimetrías del problema, problemas de tensión o deformación planas, eliminación de detalles superfluos: radios de acuerdo, entallas,... Una vez estudiada la geometría podremos decidir el o los tipos de elementos a utilizar, las características de los mismos, así como las propiedades de el o los materiales (módulo de elasticidad, conductividad,...) a emplear.

### **¿Qué condiciones de contorno imponemos sobre el sistema a estudiar?**

También serán conocidas, pero deberemos estudiar si son o no importantes o influyentes en el tipo de análisis que vamos a realizar (puede darse el caso, por ejemplo, de que nuestro sistema esté sometido a un cambio brusco de temperatura, pero que deseemos realizar un análisis modal para conocer sus frecuencias naturales, en cuyo caso el resultado es independiente de esta condición)

Una vez decididas las condiciones de contorno hemos de estudiar la forma de aplicarlas, si representan las condiciones reales del problema, si existe equilibrio (en el caso de que sea un análisis estático),... La imposición de condiciones de contorno apropiadas es una de las decisiones más complejas a la hora de realizar un análisis por elementos finitos.

### **¿Qué resultados esperamos obtener?**

Para poder saber si hemos realizado correctamente el análisis o si representa bien la realidad, deberemos tener una idea de cómo va a responder. Por ejemplo, si estamos analizando una tubería sometida a presión interior y los resultados nos indican que disminuye el radio deberemos pensar que hemos modelado mal el sistema, bien en la aplicación de las cargas, en el mallado, etc.

Una vez estudiados estos puntos estamos en disposición de realizar un Análisis por Elementos Finitos.



## 5.5.-TEORÍAS DE FALLO PARA MATERIALES DÚCTILES: TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES.

Entre los materiales dúctiles se encuentran la mayoría de los metales y plásticos poliméricos. Se debe tener presente que en términos generales, los materiales dúctiles tienen la misma resistencia a la tracción y a la compresión, y no son tan susceptibles a las zonas de concentración de tensiones en términos comparativos con los materiales frágiles.

Se puede considerar que un material dúctil ha fallado cuando en términos globales la tensión que está soportando alcanza la tensión de fluencia. En nuestro caso ésta alcanzará el valor de 350 Mpa.

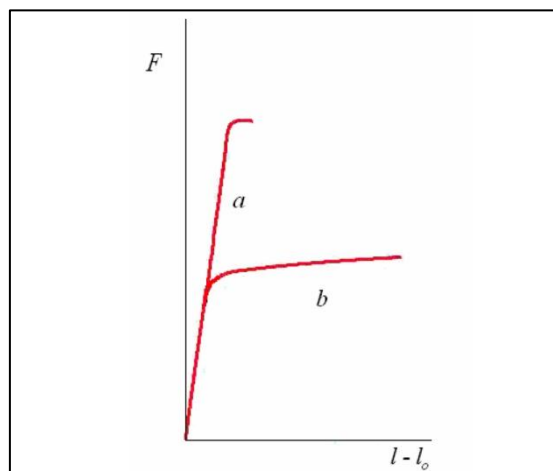


FIGURA 5.5: CURVAS DE COMPORTAMIENTO DE UN MATERIAL DÚCTIL (B) Y UN MATERIAL FRÁGIL (A)

### Teoría de la Energía de Distorsión:

La hipótesis de la energía de distorsión surge de la observación que los materiales dúctiles sometidos a tensiones hidrostáticas tienen resistencias a la fluencia que exceden los valores de los experimentos de tracción simples. Esto da la idea que la fluencia no es un proceso de tracción o compresión simples sino que hay involucrada cierta distorsión angular en el volumen unitario más solicitado. Esta teoría postula que la falla es causada por la energía elástica asociada con la energía de deformación por corte.

Esta teoría predice la fluencia bajo cargas combinadas con mayor exactitud que cualquier otra teoría conocida y se puede deducir matemáticamente de varias maneras.

En la siguiente figura se muestra un volumen elemental con las tensiones principales y como el estado tensional puede disgregarse en dos, uno de tensiones hidrostáticas y otro de tensiones de distorsión.

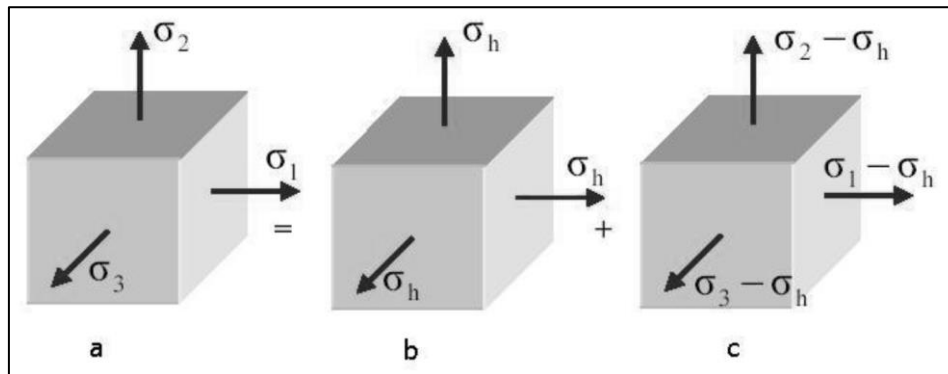


FIGURA 5.6: VOLUMEN ELEMENTAL BAJO TENSIONES PRINCIPALES. TENSIONES HIDROSTÁTICAS Y DE DISTORSIÓN.

Las tensiones hidrostáticas se pueden hallar de la siguiente manera:

$$\sigma_h = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad \text{Ecuación 5.5.1}$$

La energía de deformación total del cuerpo de la Figura 5.6 viene dada por la expresión:

$$U_T = \frac{1}{2E} \left[ \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_3\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3) \right] \quad \text{Ecuación 5.5.2}$$

Para hallar la energía de deformación para producir solo un cambio de volumen (como en el caso de la Figura 5.6.b), se tiene que sustituir en (5.5.2)  $\sigma_h$  por cada  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$ , así se obtiene:

$$U_h = \frac{3\sigma_h^2}{2E} (1 - 2\nu) \quad \text{Ecuación 5.5.3}$$

Ahora reemplazando (5.5.1) en (5.5.3) y operando se tiene:

$$U_h = \frac{1 - 2\nu}{6E} \left[ \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2\sigma_1\sigma_2 + 2\sigma_3\sigma_2 + 2\sigma_1\sigma_3 \right] \quad \text{Ecuación 5.5.4}$$

Ahora la energía para distorsionar el cuerpo (Figura 5.6.c) se obtiene de la diferencia entre (5.5.2) y (5.5.4), en consecuencia se obtiene:

$$U_d = U_T - U_h = \frac{1+\nu}{3E} \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2} \right] \quad \text{Ecuación 5.5.5}$$

Nótese que la energía de distorsión es nula si las tensiones principales son todas iguales es decir, si  $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ .

Ahora bien, la hipótesis de la energía de distorsión postula que la fluencia ocurrirá cuando la energía de distorsión de un volumen unitario sea igual a la energía de distorsión del mismo volumen cuando se lo someta a un esfuerzo uniaxial hasta la resistencia a la fluencia. Para un ensayo de tracción se cumple que  $\sigma_1 = \sigma_e$ ,  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ , luego la energía de distorsión se obtiene como:

$$U_d = \frac{1+\nu}{3E} \sigma_e^2 \quad \text{Ecuación 5.5.6}$$

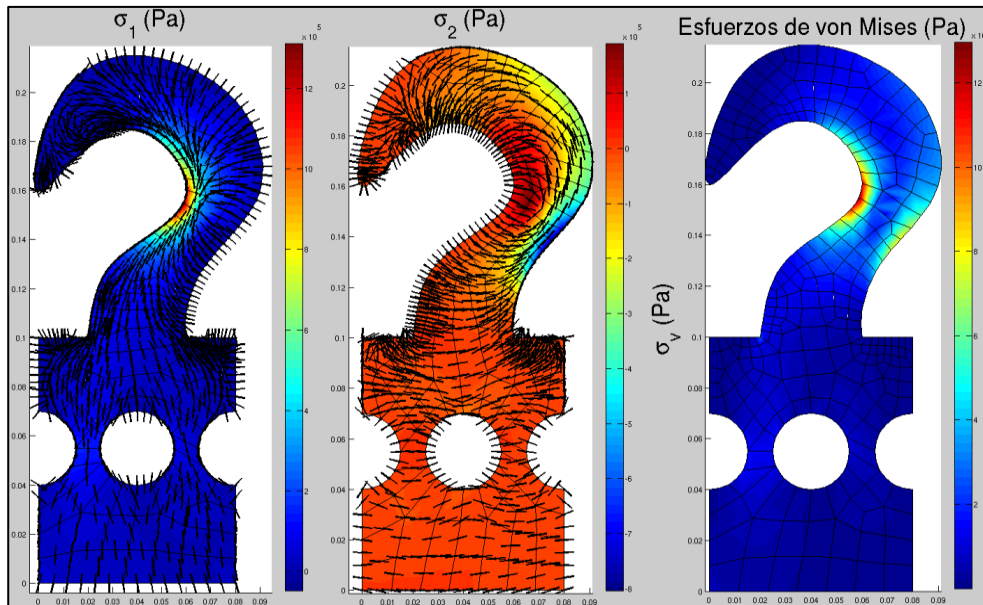
Siendo  $\sigma_e$  la denominada tensión efectiva o tensión de Von Mises:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}} \quad \text{Ecuación 5.5.7}$$

En consecuencia, la expresión de la teoría de la energía de distorsión se puede escribir como:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} \quad \text{Ecuación 5.5.8}$$

Donde  $n_s$  y  $S_y$  son el coeficiente de seguridad y la tensión de fluencia del material. Este concepto de esfuerzo equivalente o efectivo permite sustituir esfuerzos combinados multiaxiales de tensión y cortante por un único esfuerzo de tensión pura.



**FIGURA 5.7:** TENSIONES PRINCIPALES Y TENSION EQUIVALENTE DE VON MISES.

El empleo de la visualización del mapa de tensiones equivalente de Von Mises, será una de las herramientas fundamentales que utilizaremos para evaluar los resultados obtenidos de nuestro análisis.

Gracias a él, podremos saber de manera rápida, cual o cuales son las zonas que más sufren en nuestra estructura durante un estado de carga, y así tener localizadas las zonas que trabajan bajo un coeficiente de seguridad menor, es decir, las más comprometidas.

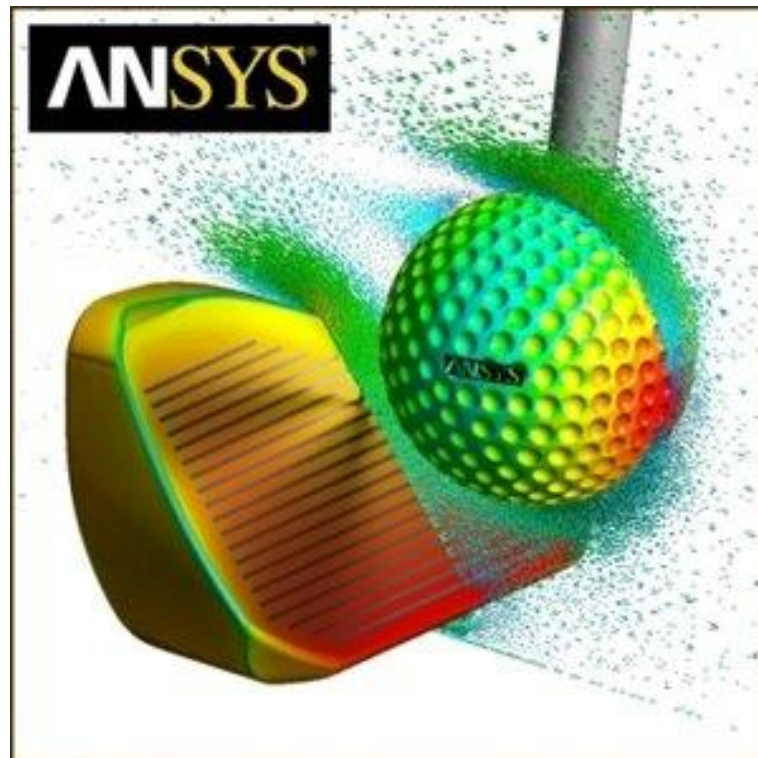
Teniendo en cuenta que nuestro material tiene una tensión de fluencia de 350 MPa, la tensión equivalente de Von Mises no deberá superar en ningún punto este nivel de tensión si queremos asegurar como mínimo un coeficiente de seguridad unitario.

## CAPÍTULO 6: CÁLCULO EN ANSYS Y RESULTADOS.

## 6.1.-INTRODUCCIÓN.

En este capítulo, una vez conocidos los casos extremos de aceleración a los que puede verse sometido nuestro vehículo en todas direcciones, pasaremos al cálculo del estado tensional del chasis en estos instantes.

Veremos en que medida afecta cada una de las solicitaciones que impongamos, así como el grado de seguridad que nos da nuestro chasis frente a estas cargas.



**FIGURA 6.1:** IMAGEN DE PRESENTACIÓN DE ANSYS, PROGRAMA DE ANÁLISIS MEDIANTE EL M.E.F.

Obtendremos para cada cálculo la visualización de la tensión equivalente de Von Mises en todo el vehículo, así como el mapa de desplazamientos, fundamentalmente los desplazamientos verticales, ya que éste nos dará mucha información sobre el comportamiento del vehículo.

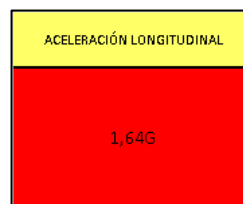
Conocer como se comporta nuestro vehículo nos ayudará a ver rápidamente un posible error en el movimiento de nuestro modelo, así como a saber cómo mejorar nuestro vehículo en pista si somos capaces de interpretar estos datos.

## 6.2.-PRUEBA DE FRENADA.

Comenzaremos calculando el chasis para el estados de cargas correspondiente a la prueba de frenada.



**FIGURA 6.2:** UNA MAYOR FUERZA DE FRENADO DELANTERA AYUDA A APROVECHAR MEJOR EL AGARRE



**FIGURA 6.3:** DETALLE DE LOS APOYOS EN EL NEUMÁTICO TRASERO DERECHO.

Como vimos con anterioridad, el nivel de aceleración límite previo al deslizamiento quedó establecido en 1,64G. Comprobamos antes de calcular que esto es correcto y que no se produce deslizamiento para este valor:

	TREN DELANTERO		TREN TRASERO		Tren Delantero :	Tren Trasero :	
	RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR	RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR			
FUERZA NORMAL	1276,9	1273,8	507,98	500,65			
FUERZA ROZAMIENTO	1992,8	1974	942,08	928,31	Fr necesaria en Tren Delantero (N):	3966,8	
REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	50%	50%	50,37%	49,63%	% Necesario Tren Delantero :	67,95735619	
FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2013,105378	2008,723436	968,2219191	954,9296718	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N):	4021,828874	
REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50%	50%	50,35%	49,65%	% Máx disponible Tren Delantero :	67,65083414	
						Fr necesaria en Tren Trasero (N):	1870,39
						% Necesario Tren Trasero :	32,04264381
						Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N):	1923,151591
						% Máx disponible Tren Trasero :	32,34916586

**Tabla 6.1:** Distribución de agarre en cálculo de frenada (-1.64G)

Comprobado esto, veamos los resultados correspondientes al nivel de tensión equivalente de Von Mises y a los desplazamientos nodales en el eje vertical.



### Nivel de tensión equivalente de Von Mises:

Como podemos apreciar a continuación, las tensiones se concentran en el tren delantero, concretamente en la zona de la suspensión. Esto es lógico, pues como antes vimos, la mayor fuerza de frenada se produce en dicho eje. Este nivel de tensión en concreto es de 194,964 MPa, obteniendo un coeficiente de seguridad estático cercano a dos (1,821)

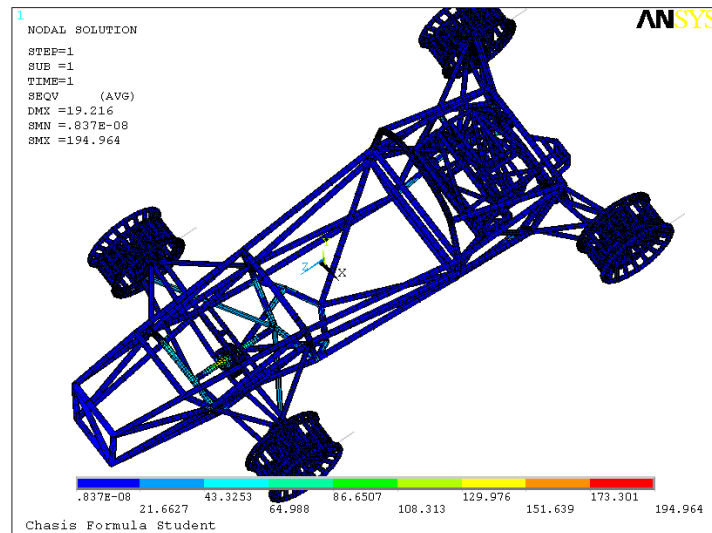


FIGURA 6.4: NIVEL DE TENSION EQUIVALENTE DE VON MISES (FRENADA)

La transmisión de esfuerzos a través de la transmisión delantera, debido a su naturaleza, produce momentos flectores, que como sabemos, es un esfuerzo más exigente para nuestro chasis que los esfuerzos axiales, convirtiendo a esta zona en la más solicitada para esta prueba.

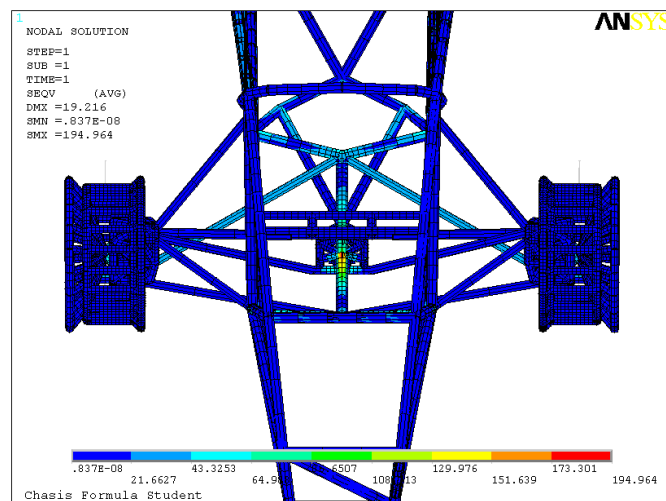


FIGURA 6.5: DETALLE DE LA TENSION EQUIVALENTE DE VON MISES (FRENADA) EN TREN DELANTERO

En la zona trasera podemos ver como el nivel de tensión es mucho menor, afectando en mayor medida a las zonas laterales de esta parte, donde podemos ver desde abajo con más claridad como este queda en 43.2 MPa.

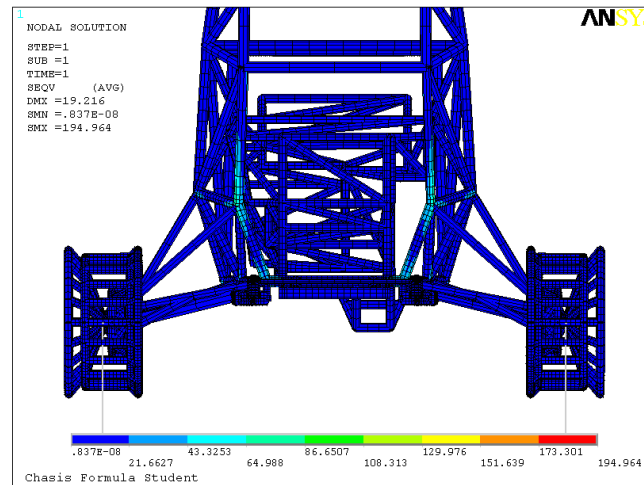


FIGURA 6.6: DETALLE DE LA TENSION EQUIVALENTE DE VON MISES (FRENADA) EN TREN TRASERO

### Desplazamientos en sentido vertical del vehículo:

A continuación, vemos en una vista lateral del vehículo el comportamiento ejemplificado del vehículo en frenada. La transferencia de peso que se produce, hace que el vehículo cabecée hacia la parte delantera, siendo ahí donde mayores desplazamientos verticales se produce.

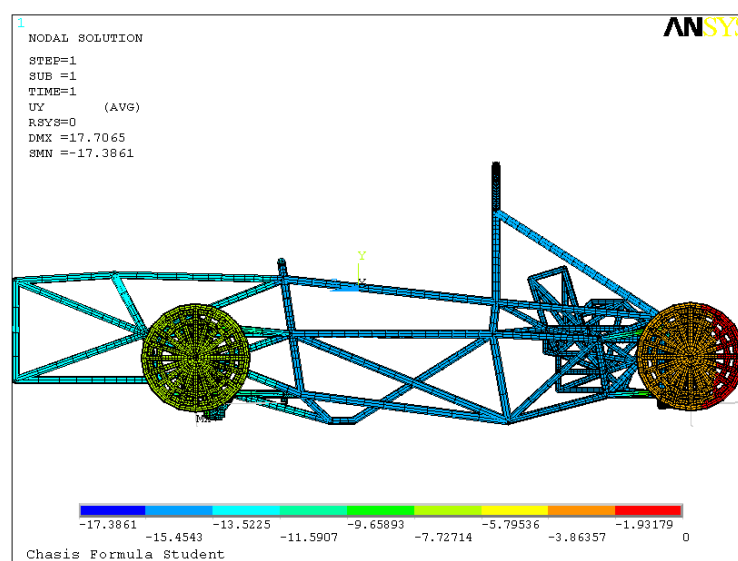
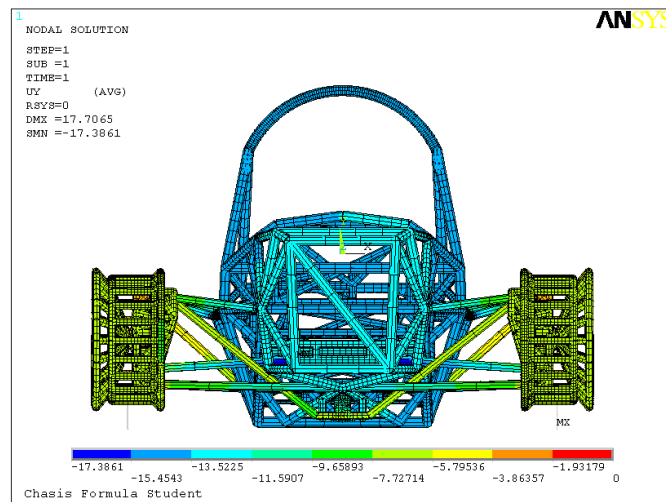


FIGURA 6.7: VISTA LATERAL DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN EL EJE VERTICAL (FRENADA)

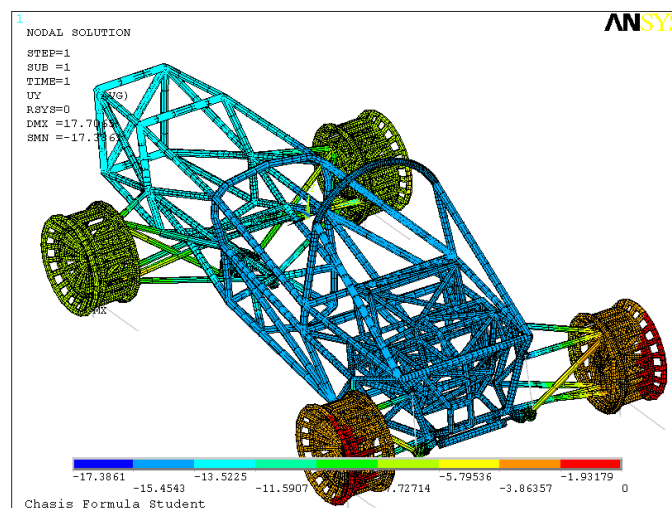
Desde la vista frontal, podemos observar como en ciertos puntos la parte derecha (desde vista frontal) presenta unos desplazamientos un tanto menores que los de su parte simétrica.

Esto es debido a que la distribución no simétrica del peso del motor en el vehículo influye en el equilibrio del vehículo en esta situación. Aunque la diferencia que aquí se produce es mínima, si que nos sirve para darnos cuenta de la importancia de mantener el peso del vehículo lo mejor repartido posible con el fin de conseguir un reparto de agarre regular.



**FIGURA 6.8:** VISTA FRONTAL DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN EL EJE VERTICAL (FRENADA)

En una vista en perspectiva del vehículo podemos ver de nuevo la diferencia de desplazamiento vertical producido entre la parte delantera y la parte trasera:



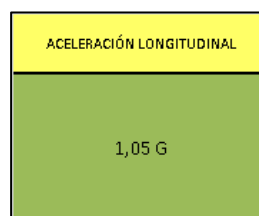
**FIGURA 6.9:** VISTA EN PERSPECTIVA DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN EL EJE VERTICAL (FRENADA)

### 6.3.-PRUEBA DE ACELERACIÓN.

Vamos a calcular ahora los esfuerzos que le son transmitidos al chasis durante un proceso de aceleración. Para este análisis, como antes dijimos, utilizaremos el modelo configurado como un vehículo de tracción trasera.



**FIGURA 6.10:** DESLIZAMIENTO DURANTE LA ACELERACIÓN EN UN VEHÍCULO DE TRACCION TRASERA



**FIGURA 6.11:** ACELERACIÓN MÁXIMA ADMISIBLE SIN DESLIZAMIENTO (ACELERACIÓN)

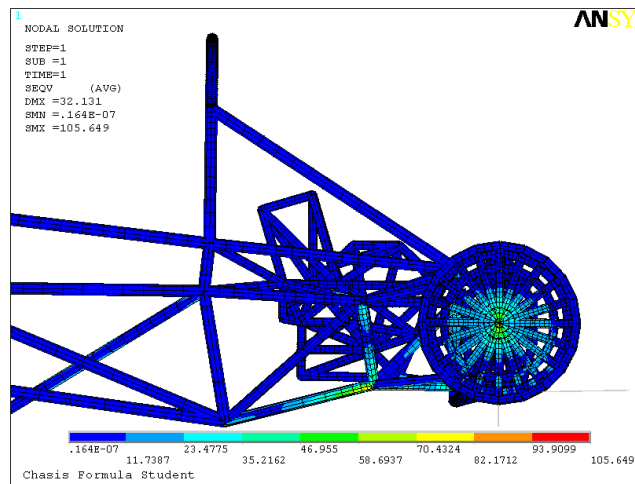
En las pruebas realizadas con anterioridad obtuvimos para esta configuración un nivel máximo de aceleración admisible sin deslizamiento de 1.05G. Pasamos a comprobar previamente que efectivamente no se produce deslizamiento a este nivel, y una vez hecho esto, pasamos a exponer los resultados obtenidos.

	TREN DELANTERO		TREN TRASERO		Tren Trasero :	
	RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR	RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR		
FUERZA NORMAL	748,98	729,49	1034,8	1046	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	3737,3
FUERZA ROZAMIENTO			1866,7	1870,6	% Necesario Tren Trasero :	
REPARTO FUERZA ROZAMIENTO			49,95%	50,05%	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3761,088498
FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)			1871,499958	1889,58854	% Máx disponible Tren Trasero :	
REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL			49,76%	50,24%		

**Tabla 6.2:** Distribución de agarre en cálculo de aceleración (1.05G)

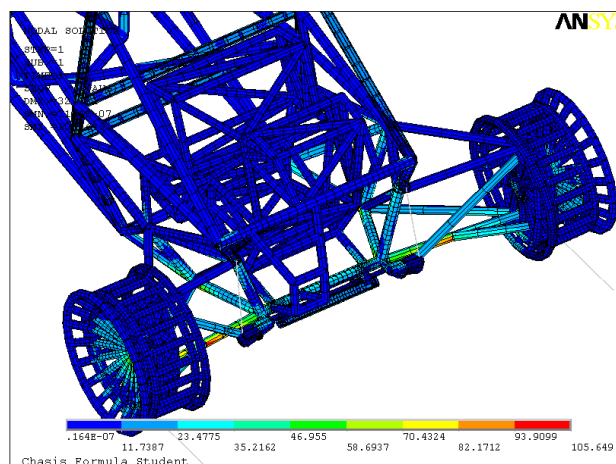
### Nivel de tensión equivalente de von mises:

Nuestra configuración a la hora de transmitir la potencia al asfalto, hace que la tensión producida en esta zona del chasis sea superior a la que podemos encontrar en el resto del vehículo. En la vista lateral podemos apreciar además como las llantas traseras se ven afectadas por esta configuración.



**FIGURA 6.12:** NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN TREN TRASERO(ACELERACIÓN)

Son los triángulos inferiores traseros donde se concentra el mayor nivel de tensión (105.649 MPa), pero si nos ceñimos al chasis, el nivel de tensión máxima que en él se produce es de 70.324 MPa. En los triángulos traseros, tenemos un brazo más que en los delanteros, a causa de que éste se ocupa de impedir el giro de las ruedas traseras. La manera en que este brazo se encuentra conectado al triángulo produce momentos flectores a mitad de esa barra, alcanzándose en esta zona ese pico de tensión.



**FIGURA 6.13:** NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE VISTA SUPERIOR TREN TRASERO(ACELERACIÓN)

En la siguiente imagen podemos obtener una vista de lo que sucede mientras tanto en la parte delantera, donde nuevamente se crea una zona de altas tensiones en la zona de conexión del sistema de amortiguación al chasis.

Evidentemente, pese a cambiar de prueba no se han mitigado los momentos flectores que el mecanismo de suspensión transmite al chasis, con lo que esta zona sigue viéndose afectada, junto con la parte trasera, por los mayores niveles de tensión.

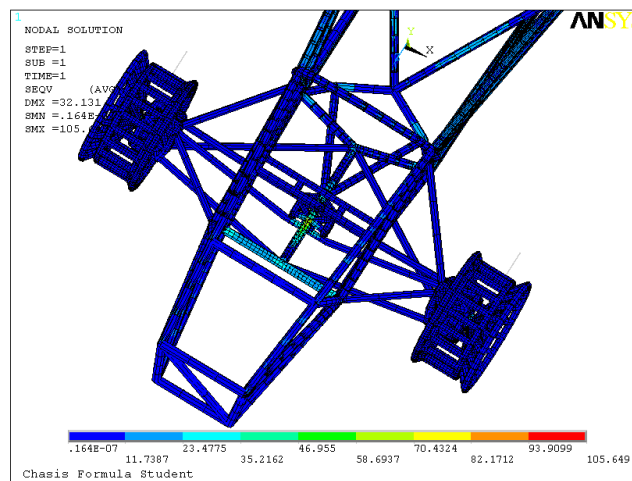


FIGURA 6.14: DETALLE NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN TREN DELANTERO (ACELERACIÓN)

### Desplazamientos en sentido vertical del vehículo:

Pasando a observar ahora los desplazamientos desde una visión lateral del vehículo, podemos ver como la distribución de desplazamientos que se produce es totalmente contraria a la que se producía en la prueba anterior, produciéndose ahora un cabeceo hacia la parte trasera, a causa de la transferencia de peso que esta aceleración longitudinal produce.

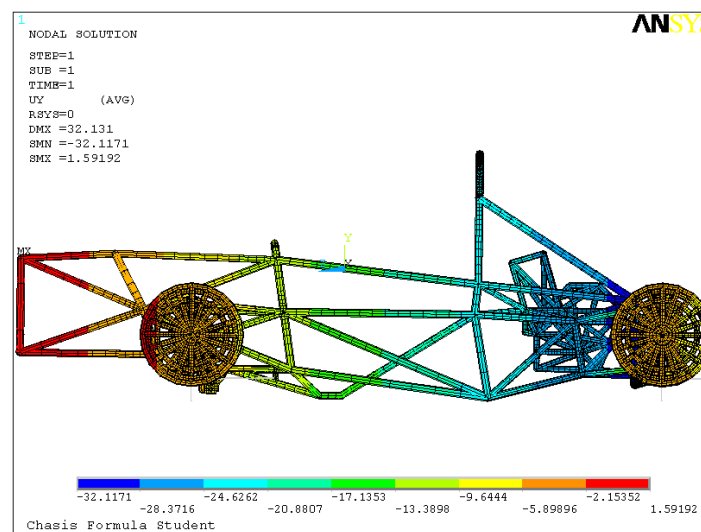


FIGURA 6.15: VISTA LATERAL DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN EL EJE VERTICAL (ACELERACIÓN)

En una vista en perspectiva del vehículo se puede observar el hundimiento producido en la parte trasera debido al proceso de aceleración:

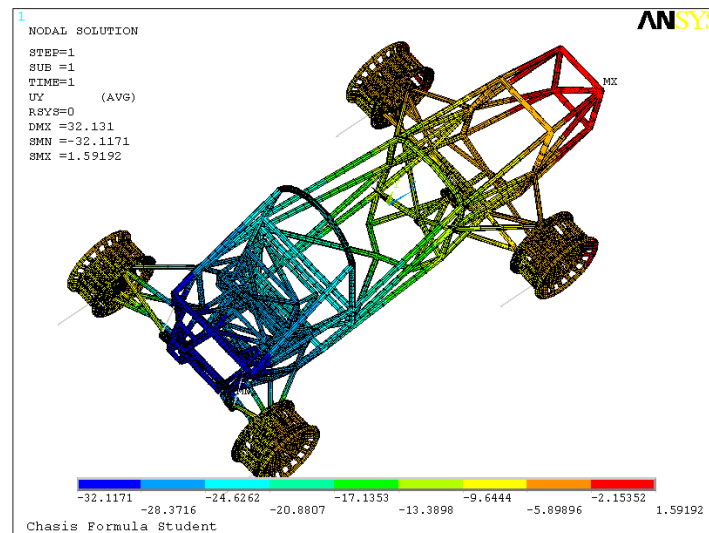


FIGURA 6.16: VISTA SUPERIOR DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN EL EJE VERTICAL (ACELERACIÓN)

Y desde la parte frontal, podemos observar una buena simetría de desplazamientos con respecto del eje que divide nuestro vehículo por la mitad. Esto nos hace pensar que nuestro vehículo goza de una buena estabilidad en aceleración.

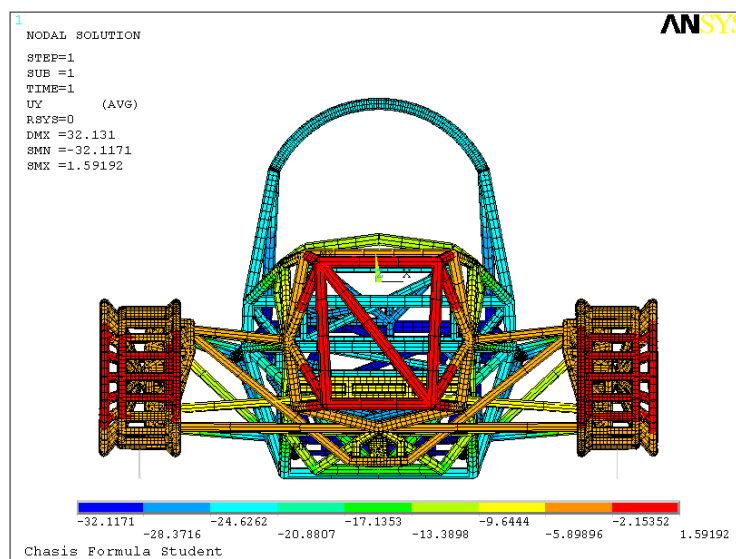


FIGURA 6.17: VISTA FRONTAL DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN EL EJE VERTICAL (ACELERACIÓN)



#### 6.4.-PRUEBA DE PASO POR CURVA A VELOCIDAD CONSTANTE.

El paso por curva es quizás la prueba más exigente para un vehículo, siendo además la velocidad de paso por curva y el agarre lateral, elementos de vital importancia en un vehículo que busca el rendimiento.



FIGURA 6.18: FORMULA UNO CIRCULANDO A GRAN VELOCIDAD POR UNA CURVA SIN DESLIZAR

En nuestro caso, las pruebas nos comunicaron que la tendencia al sobreviraje de nuestro vehículo comienza muy tempranamente, en gran medida causado por una demanda excesiva de agarre en los neumáticos exteriores de ambos ejes. A pesar de contar cuantitativamente con agarre suficiente hasta un nivel de aceleración lateral mucho más alto, el mal reparto que se produce de éste, nos hace vernos obligados a calcular esta prueba a muy bajo nivel de aceleración lateral.

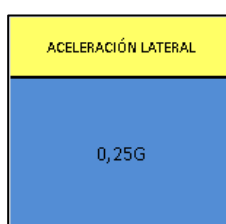


FIGURA 6.19: MÁXIMO NIVEL DE ACELERACIÓN LATERAL SOPORTABLE SIN DESLIZAMIENTO

Comprobamos previamente como no se produce deslizamiento para este nivel de aceleración lateral y calculamos:

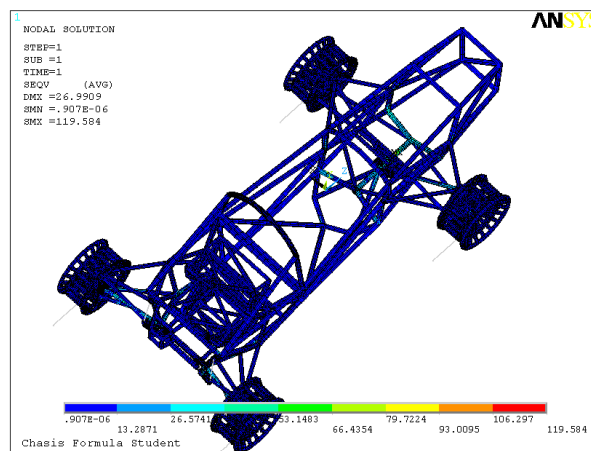
TREN DELANTERO		TREN TRASERO		Tren Delantero :		Tren Trasero :	
RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR	RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR				
1044,5	854,71	880,14	779,9	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2148,02	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2839,8
1294,2	853,82	1644,6	1195,2	% Necesario Tren Delantero :	43,06530709	% Necesario Tren Trasero :	56,93463291
60%	40%	57,91%	42,09%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3071,472192	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3142,37858
1677,784528	1393,687664	1660,737935	1481,640645	% Máx disponible Tren Delantero :	49,4294489	% Máx disponible Tren Trasero :	50,5705511
55%	45%	52,85%	47,15%				

Tabla 6.3: Distribución de agarre en cálculo de paso por curva (0.25G)

### Nivel de tensión equivalente de von mises:

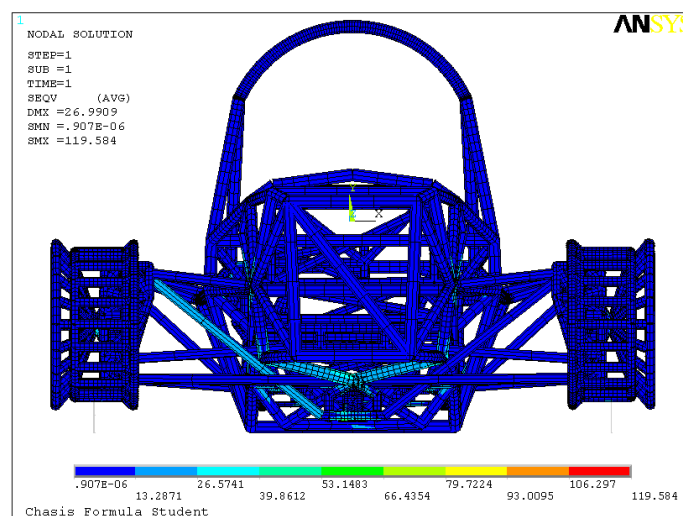
Si apreciamos la siguiente imagen, en la que podemos ver el nivel de tensión equivalente de Von Mises a lo largo de todo el chasis, podemos ver como las zonas donde se comunican suspensión y chasis son aquellas que más trabajan.

Siendo la parte delantera, debido a la configuración específica de este mecanismo, la zona donde se alcanzan mayores tensiones, 119.584 MPa más concretamente. Este nivel de tensiones no produce ningún peligro para la estructura, lo cual nos dice que no estamos aprovechando por completo las capacidades de nuestro chasis.



**FIGURA 6.20:** NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES (PASO POR CURVA)

Si observamos esta prueba desde la vista frontal, podemos observar tensiones en la barra empujadora de la suspensión producidas por esfuerzos axiales transmitidos desde una rueda a otra por el mecanismo estabilizador que monta nuestro vehículo.



**FIGURA 6.21:** VISTA FRONTAL DEL NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES (PASO POR CURVA).

Esto mismo que acabamos de ver puede observarse en la siguiente vista cenital de la parte delantera de nuestro monoplaza.

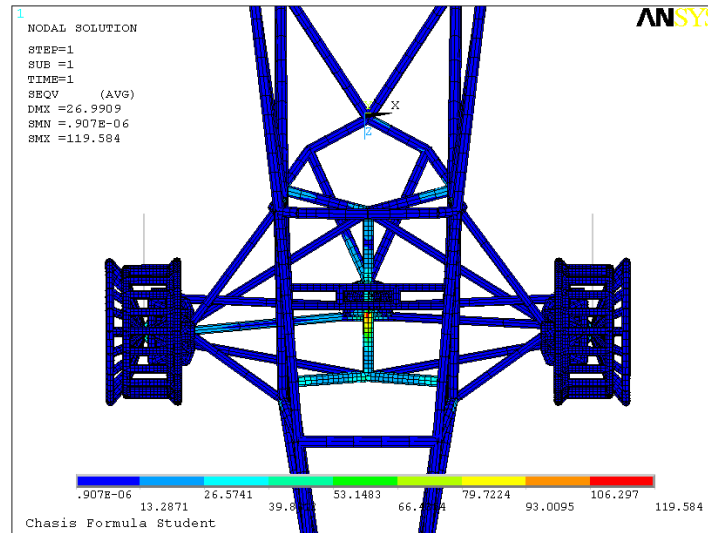


FIGURA 6.22: VISTA SUPERIOR DEL NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES (PASO POR CURVA)

Desde la perspectiva trasera, vemos cómo la zona más cargada será la zona exterior a la curva (curva a izquierdas)

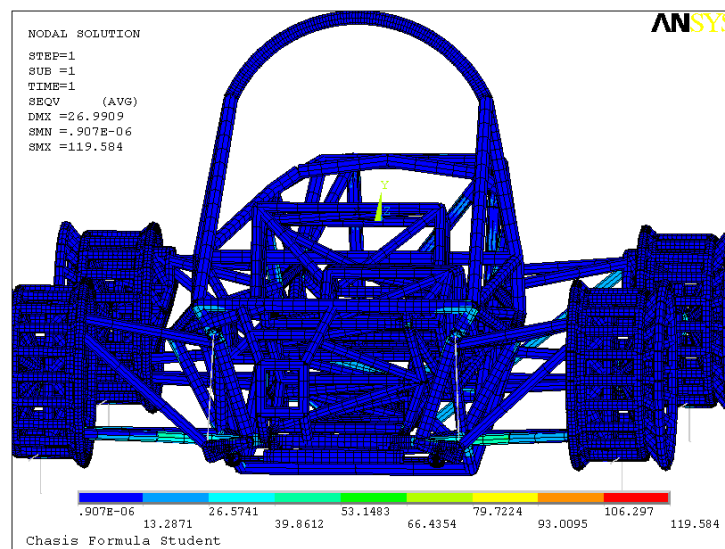
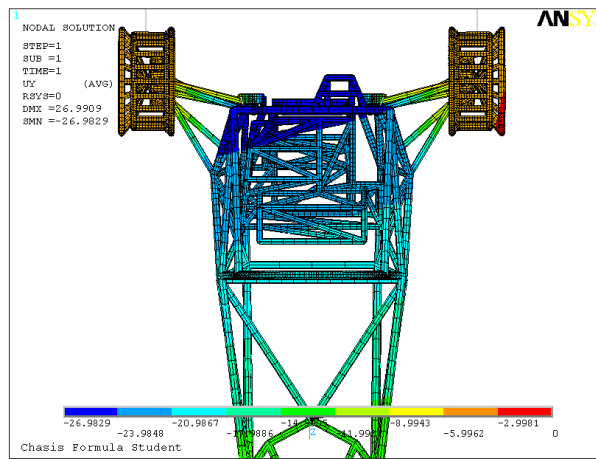


FIGURA 6.23: VISTA TRASERA DEL NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES (PASO POR CURVA)

### Desplazamientos en sentido lateral del vehículo:

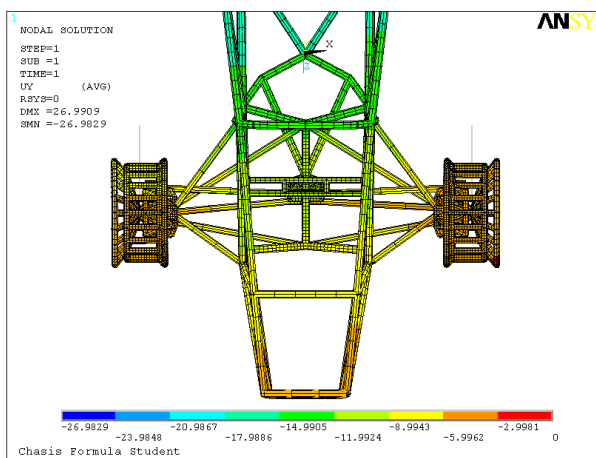
En el paso por curva se hace especialmente interesante conocer el desplazamiento del vehículo en el eje vertical, ya que la correcta distribución de pesos en esta prueba es mucho mas complicada de conseguir, con lo que esto nos ayudará a conocer mejor el comportamiento del vehículo.

De hecho, en la imagen que se muestra a continuación podemos determinar la causa de esa demanda excesiva de agarre en la rueda exterior trasera que nos provocaba deslizamiento desde muy temprano, mientras que en la rueda exterior no se solicitaba todo lo que tenemos.



**FIGURA 6.24:** VISTA SUPERIOR TRASERA DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN EL EJE VERTICAL (PASO POR CURVA)

La zona de máximo desplazamiento vertical (descendente) se extiende desde la parte trasera interior de nuestra chasis hasta la zona exterior, es decir, existe un balanceo excesivo que nos está haciendo desperdiciar el agarre que nuestros neumáticos son capaces de proporcionar.



**FIGURA 6.25:** VISTA SUPERIOR DELANTERA DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN EL EJE VERTICAL (PASO POR CURVA)

De la vista frontal, así como desde la vista cenital delantera, podemos observar un comportamiento excesivamente simétrico, lo que nos indica una posible rigidez excesiva de este tren trasero, el cual no responde de manera adecuada a la solicitación que se demanda.

Por otro lado, podemos observar como la zona interior a la curva de la rueda interior delantera es la menos afectada por este desplazamiento, como es natural en esta prueba.

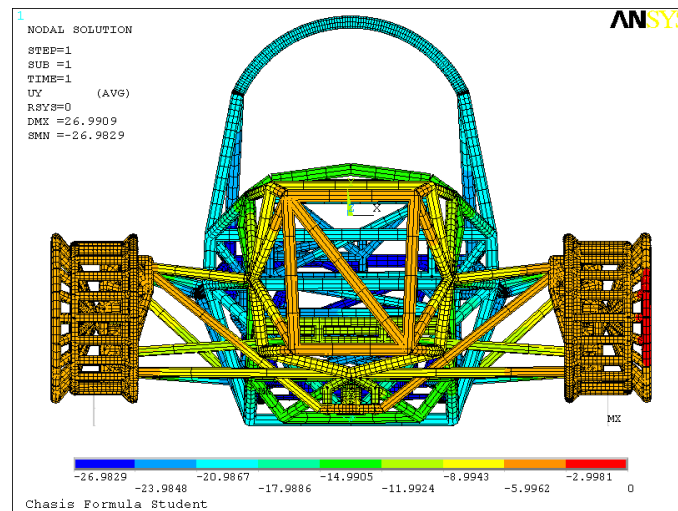


FIGURA 6.26: VISTA FRONTAL DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN EL EJE VERTICAL (PASO POR CURVA)

Desde una imagen ofrecida desde el vértice de la curva se puede ver como las zonas delanteras de los neumáticos son aquellas donde se produce menor desplazamiento vertical, y como la zona trasera se hunde más que la delantera.

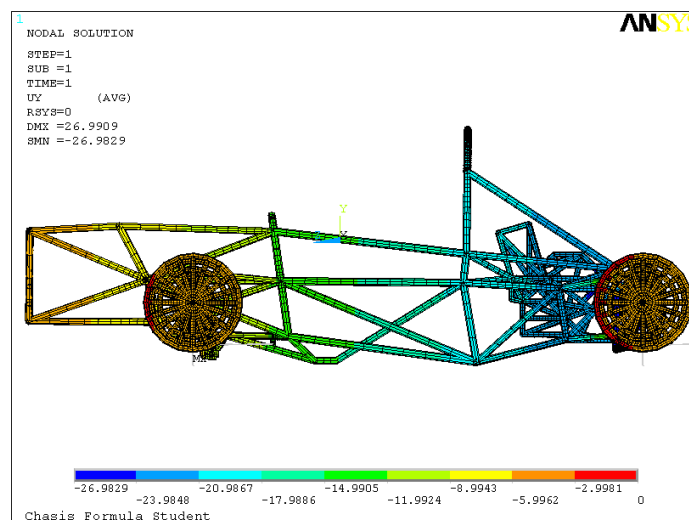
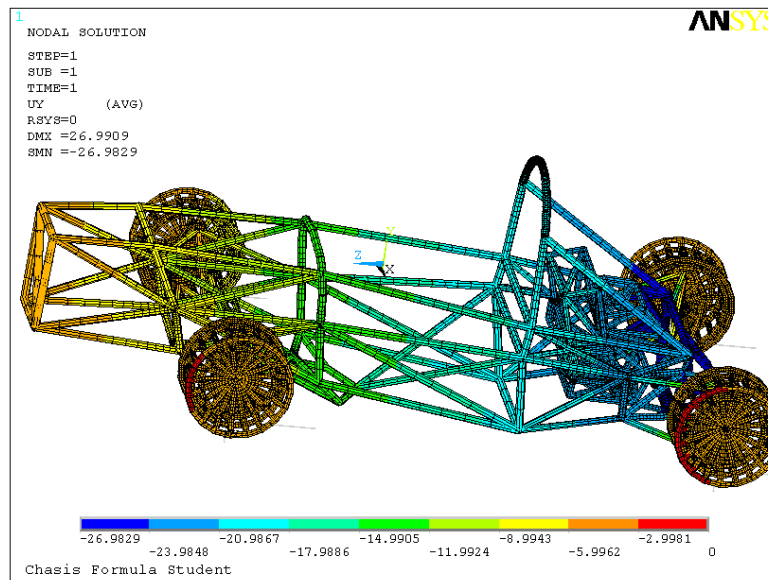


FIGURA 6.27: VISTA INTERIOR DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN EL EJE VERTICAL (PASO POR CURVA)

Si observamos el vehículo desde una vista global, podemos confirmar lo dicho anteriormente: el balanceo en la parte trasera es excesivo y la rigidez del mecanismo estabilizador delantera es excesivamente alta.



**FIGURA 6.28:** VISTA EN PERSPECTIVA DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN EL EJE VERTICAL (PASO POR CURVA)

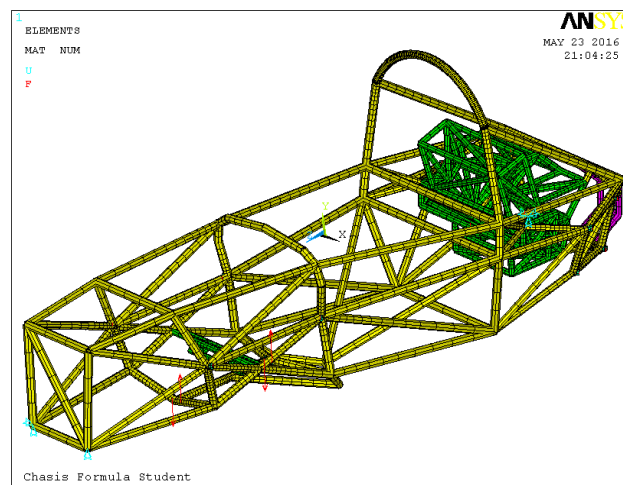
Estos dos males presentes en nuestro vehículo van a intententarse ser solucionados posteriormente con el fin de realizar un cálculo de la resistencia de nuestro chasis ante un paso por curva a mucha mayor velocidad (suponiendo radio constante) Antes de abordar esto, vamos a analizar las resistencias al balanceo de ambos ejes, así como la rigidez torsional del chasis.

Estos datos nos serán de ayuda para nuestro intento posterior de buscar un mayor rendimiento de nuestro vehículo, lo cual que nos haga explorar los límites de resistencia de su estructura.

## 6.5.-RIGIDEZ A TORSIÓN DEL CHASIS.

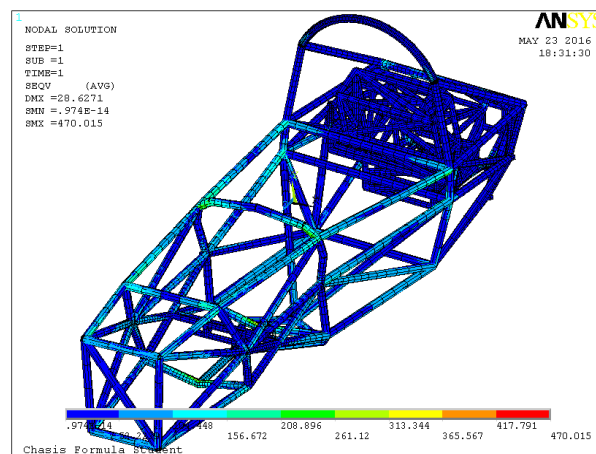
Como ya se ha comentado en capítulos anteriores, ésta es la prueba clave, la rigidez a torsión define en gran parte el comportamiento de un coche y por ello, aumentar la rigidez supone estar mejorando el chasis.

La prueba se llevará a cabo aplicando el mismo nivel de par, pero en sentido contrario, en ambos ejes. Tanto para el eje delantero como para el tren trasero, este par se aplicará por medio de fuerzas que irán dispuestas en aquellos puntos a través de los cuales la suspensión ejerce las cargas sobre el chasis, es decir, en los soportes de los triángulos superiores e inferiores.



**FIGURA 6.29:** CHASIS CON CARGAS EXTERIORES Y APOYOS SUFICIENTES PARA EL ENSAYO A TORSIÓN

Es importante destacar que las tensiones obtenidas en la estructura en esta simulación no son importantes en sí mismas, ya que el par supuesto no se aplicará en el funcionamiento normal del coche. Este estudio es necesario para determinar el comportamiento del chasis pero si bien el tipo de simulación representa una acción real, los valores de fuerzas utilizados no lo hacen.



**FIGURA 6.30:** NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES ALCANZADO DURANTE EL ENSAYO DE TORSIÓN



Las tensiones obtenidas en este caso si pueden ser útiles si se las compara con otras tensiones obtenidas de la misma simulación pero con variaciones de diseño en el chasis. Así se puede observar si los esfuerzos están más repartidos o más centrados en ciertos puntos dependiendo de los distintos diseños.

La magnitud de rigidez a torsión del chasis es fundamental para obtener un vehículo con un rendimiento dinámico elevado. La razón de disponer de un chasis con una rigidez a torsión adecuada es que éste debe servir como una plataforma, rígida para el sistema de suspensión, y así permitir que la transferencia lateral de carga pueda ser distribuida entre el tren delantero y trasero en función a la rigidez a torsión relativa del sistema de suspensión delantero y trasero.

Una rigidez a torsión adecuada permite corregir las actitudes de sobreviraje y subviraje de un automóvil. Esto es así ya que una modificación de la rigidez a torsión del tren delantero y/o trasero permite alterar la distribución de transferencia de carga lateral entre ambos trenes, en consecuencia cambia la carga normal sobre los neumáticos y por ende la fuerza lateral desarrollada por los mismos.

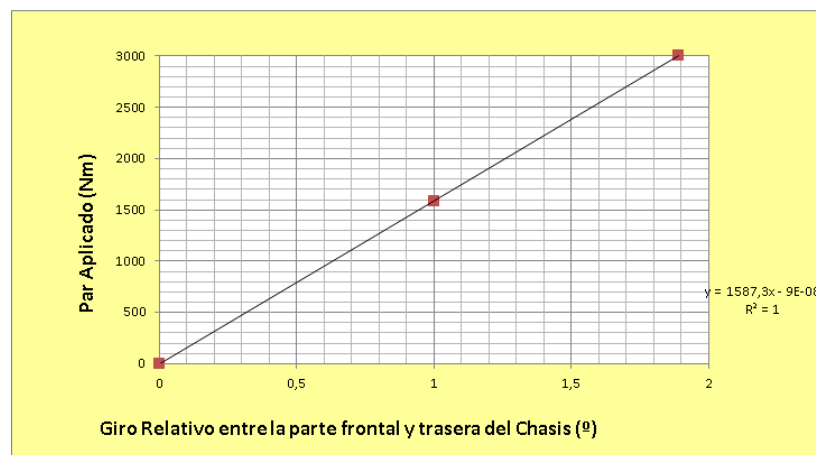


FIGURA 6.31: PAR APLICADO Y GIRO OBTENIDO EN EL ENSAYO DE TORSIÓN DEL CHASIS

El resultado obtenido en nuestra prueba ha sido de algo más de 1.500 Nm/º, valor que ronda, e incluso supera, el valor medio de rigidez a torsión de este tipo de chasis, chasis tubular, empleado en competición.

Como veremos más adelante, es la zona intermedia de nuestro vehículo la mas sensible a efectos de torsión debido a la carencia de barras, especialmente a 45 grados, en esta zona.

Un chasis con una rigidez a torsión insuficiente produce que la distribución de la transferencia lateral de carga sea insensible a las modificaciones de rigidez a torsión de ambos trenes, por lo tanto, dicha distribución queda determinada exclusivamente por la posición longitudinal del centro de gravedad del coche.

En consecuencia, no es posible compensar actitudes de sobreviraje o subviraje como así tampoco aprovechar los neumáticos al 100%.

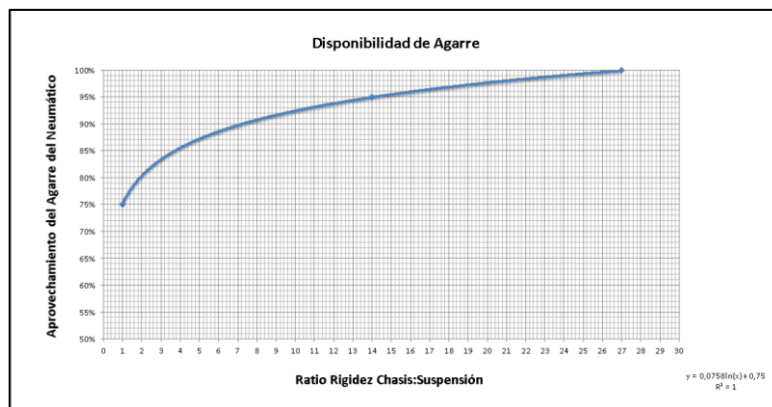


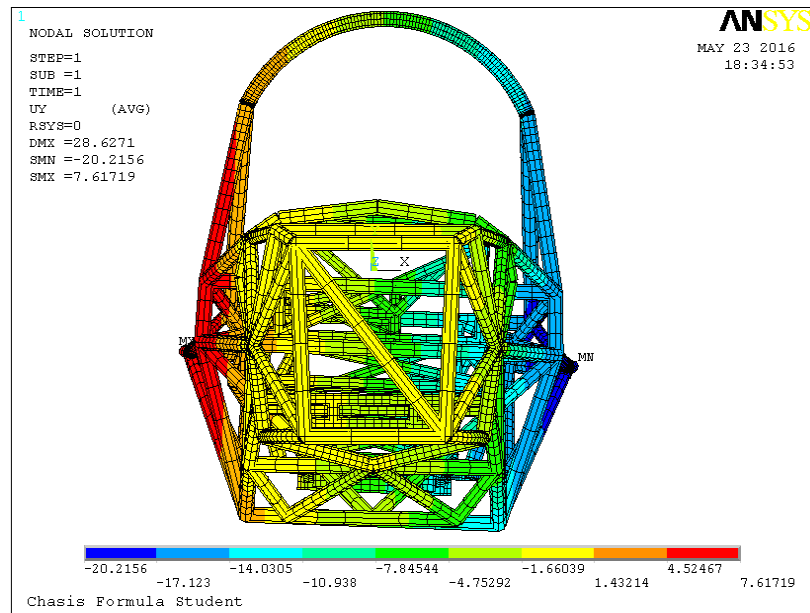
FIGURA 6.32: RATIO DE RIGIDEZ CHASIS/SUSPENSIÓN Y CONSECUENCIAS

Efectos secundarios de una baja rigidez son las excesivas deformaciones que pueden originarse producto de impactos o colisiones, pudiendo dañar la integridad física del conductor y fenómenos de resonancia, debido a que la frecuencia natural adopta valores más bajos al disminuir la rigidez.

La rigidez de un chasis depende de varios factores entre los cuales se tiene:

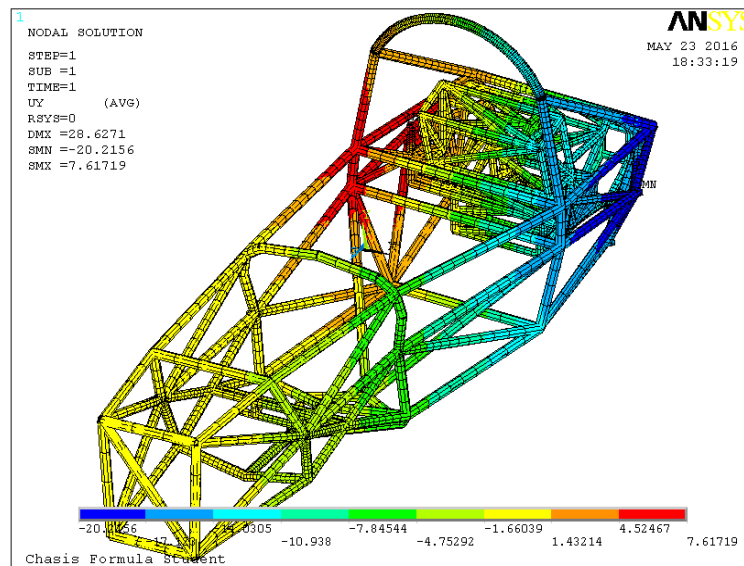
- Geometría de los tubos estructurales empleados, diámetro y espesor.
- Orientación de tubos constituyentes.
- Material empleado, caracterizado por su módulo de elasticidad.

Podemos observar a continuación la rotación producida por el chasis durante el ensayo de torsión, produciéndose un mayor giro en la parte trasera que en la delantera.



**FIGURA 6.33:** VISTA FRONTAL DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN EL EJE VERTICAL (ENSAYO DE TORSIÓN)

La rigidez a torsión del chasis vendrá dada por la zona menos rígida a torsión de éste. En nuestro caso es la zona intermedia la primera en deformarse.



**FIGURA 6.34:** VISTA EN PERSPECTIVA DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN EL EJE VERTICAL (ENSAYO DE TORSIÓN)

## 6.6.-RIGIDEZ A TORSIÓN DE LOS TRENES DELANTERO Y TRASERO.

El sistema de suspensión de un vehículo es el mecanismo que vincula las ruedas directamente con el chasis; desde otro punto de vista conecta las masas no suspendidas del coche con las masas suspendidas.

Debido a que un automóvil rígido constituido con más de tres neumáticos es un sistema hiperestático, es necesario que las ruedas estén conectadas al chasis del automóvil mediante un sistema lo suficientemente flexible para garantizar el contacto permanente de estas con la superficie de la tierra. Este sistema deformable se denomina suspensión.

Aun así, un vehículo de tres ruedas necesita del sistema de suspensión: este disminuye la transmisibilidad de vibraciones al habitáculo y asegura, desde el punto de vista dinámico, que el contacto de las ruedas con el suelo sea el mejor posible, lo que mejora la “adherencia” del neumático y contribuye a la mejor respuesta y maniobrabilidad del vehículo.

Para ejecutar su tarea un sistema de suspensión debe:

- Permitir un intercambio de fuerzas entre el neumático y la superficie de rodadura.
- Absorber y suavizar los impactos que se reciben debido a las irregularidades de la carretera y se transmiten al chasis.
- Garantizar el contacto permanente del neumático con la superficie de la tierra.

La rueda debe ser libre de moverse en dirección casi perpendicular al plano de la tierra, sumado a su rotación, que permite el avance del coche y al movimiento de giro generado por el sistema de dirección.

El movimiento vertical depende de los vínculos del sistema de suspensión.

El comportamiento dinámico de un automóvil no sólo depende de las propiedades másicas del coche, de las propiedades geométricas, de las cargas sobre los neumáticos, de los neumáticos empleados sino también de la geometría del sistema de suspensión.

Las suspensiones pueden ser divididas en tres clases:

- Suspensión independiente: no existe conexión mecánica entre los neumáticos de un mismo eje, las fuerzas que actúan en una de las ruedas no afectan a la otra.
- Suspensión dependiente o de eje rígido: proporciona una conexión rígida entre las ruedas de un mismo eje, el movimiento de una rueda cuyo origen obedece a irregularidades del terreno afecta a la rueda acoplada.
- Suspensión semi-independiente o semi-rígida: presentan características intermedias a las dos categorías anteriores. En la práctica esta categoría incluye las barras de torsión.

Las suspensiones de nuestro vehículo, dotadas de barra de torsión trasera y de un mecanismo estabilizador delantero, que hace las veces de barra de torsión, pueden ser englobadas dentro de esta última categoría.

Presentados nuestros sistemas de suspensión y sus funciones, pasaremos a realizar el cálculo de rigidez a torsión o resistencia al balanceo en cada eje, comenzando por el delantero:

### Tren delantero:

Introduciremos dos fuerzas de igual magnitud y dirección pero de sentido contrario, aplicadas en las ruedas del tren delantero de nuestro vehículo.

Será importante no olvidarnos de imponer condiciones suficientes como para evitar el movimiento de cualquier otro elemento del vehículo, así como de incluir la constante elástica del neumático en el ensayo, ya que forma parte del sistema de suspensión, como vimos con anterioridad.

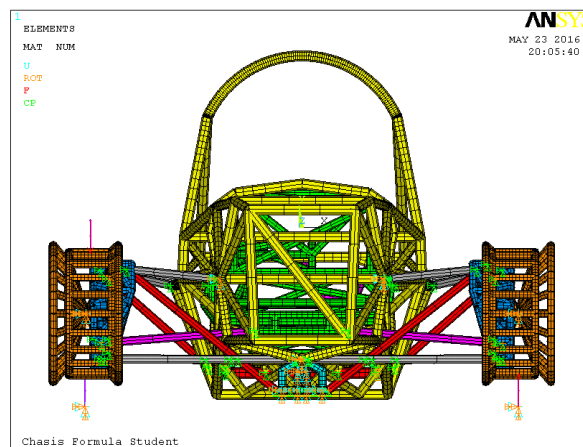
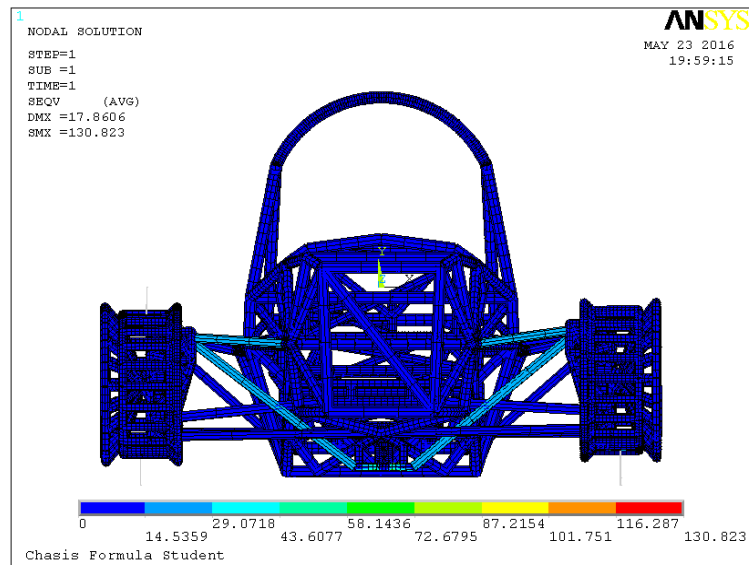


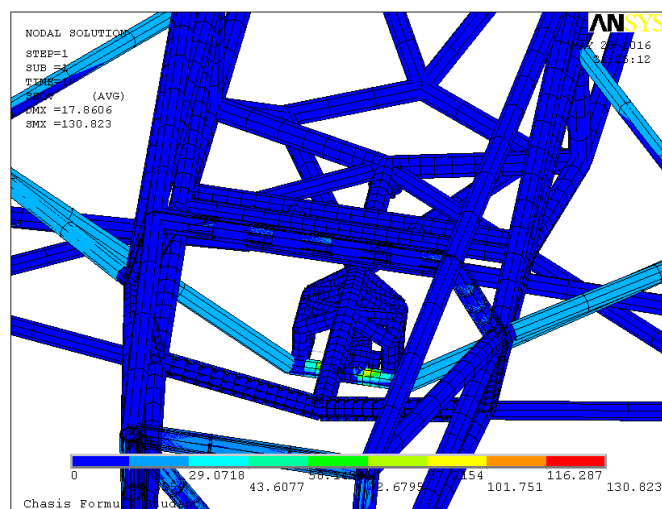
FIGURA 6.35: MODELO PARA EL CALCULO DE LA RIGIDEZ DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA

El nivel de tensión equivalente de Von Mises alcanzado durante este ensayo no es significativo, sin embargo, si que nos es de ayuda para comprobar el buen desarrollo de la prueba, entrando en funcionamiento los mecanismos pertinentemente diseñados para ello, y ningún otro elemento más.



**FIGURA 6.36:** NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN EL ENSAYO DE TORSIÓN DELANTERA

En la imagen que sigue a estas líneas, se puede observar el desplazamiento de la barra, que acciona los muelles encargados de actuar en paso por curva a modo de barra estabilizadora.



**FIGURA 6.37:** DETALLE DEL NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN LA ZONA DELANTERA

Mostramos a continuación el mapa de desplazamientos nodales verticales con el fin de corroborar el buen funcionamiento de nuestra suspensión delantera.

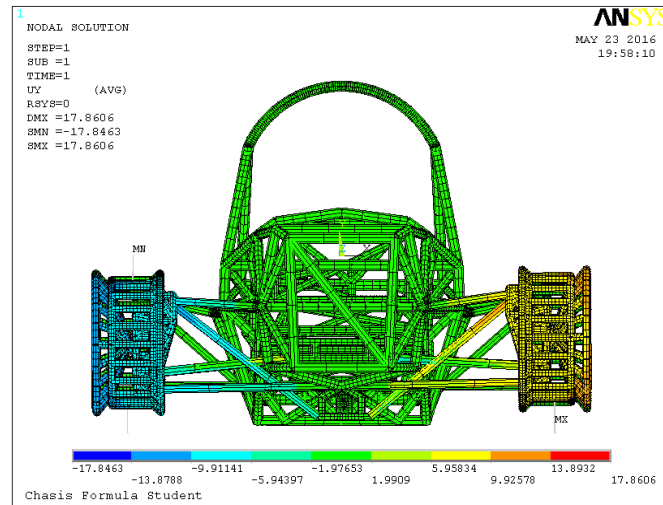


FIGURA 6.38: VISTA DELANTERA DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN EL EJE VERTICAL (ENSAYO DELANTERO)

Sin embargo, el dato más importante que se puede extraer de este ensayo es el que viene a continuación:

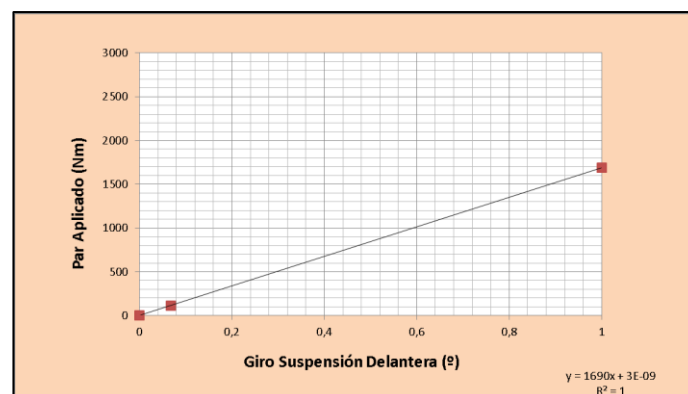


FIGURA 6.39: PAR APLICADO Y GIRO OBTENIDO EN EL ENSAYO DE TORSIÓN DEL EJE DELANTERO

Esta gráfica no hace más que confirmar las hipótesis antes planteadas, las cuales obtuvimos al observar como la rueda interior delantera era la primera en despegarse del suelo en paso por curva. La rigidez torsional obtenida para el tren delantero no es solo elevada, sino que supera la rigidez torsional del chasis, lo que nos está produciendo un comportamiento indeseado en paso por curva.

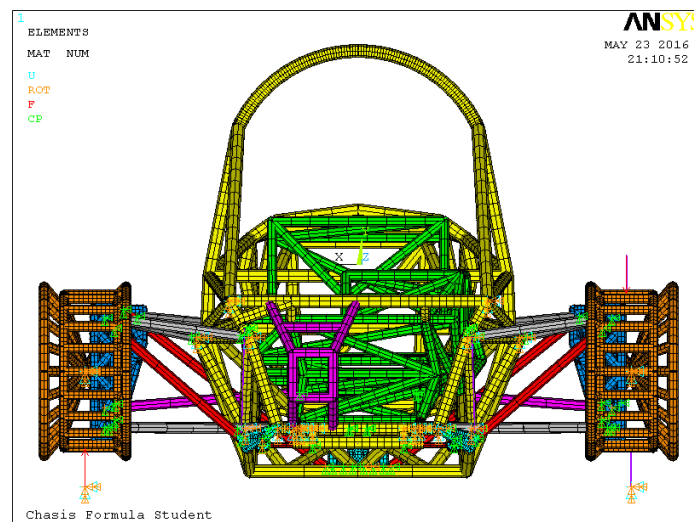
Posteriormente, trabajaremos sobre esta zona, gracias a que su rigidez es configurable a causa de su diseño, con el fin de mejorar el comportamiento de nuestro vehículo.



Ahora pasaremos a la realización y evaluación de este mismo tipo de prueba para nuestro tren trasero.

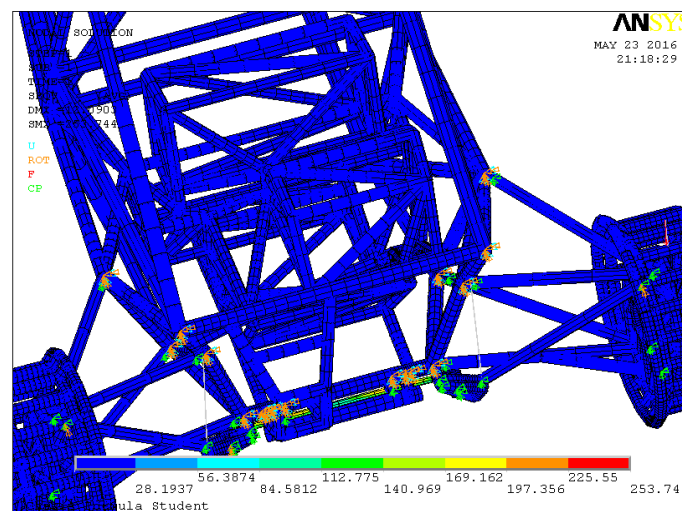
### Tren Trasero:

De igual modo que para el tren delantero, se aplicarán dos cargas verticales de sentido contrario sobre cada rueda, sin olvidarnos incluir la constante elástica del neumático al conjunto.



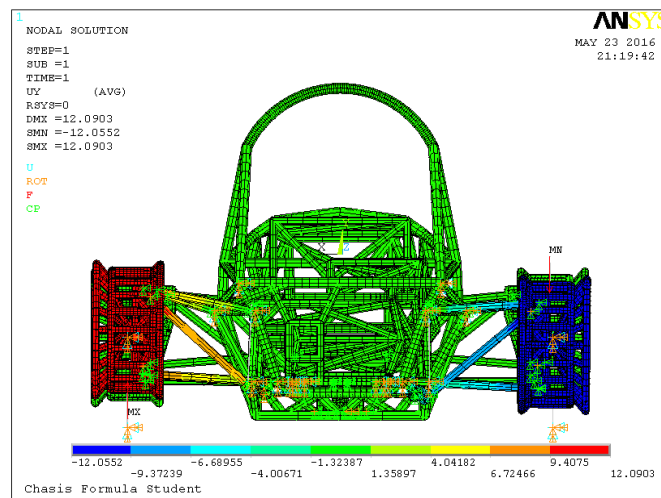
**FIGURA 6.40:** MODELO PARA EL CALCULO DE LA RIGIDEZ DE LA SUSPENSIÓN TRASERA

Desde una vista cenital trasera, podemos observar como la barra estabilizadora trasera es el elemento demandado en esta situación, compensando el desplazamiento relativo entre ruedas.



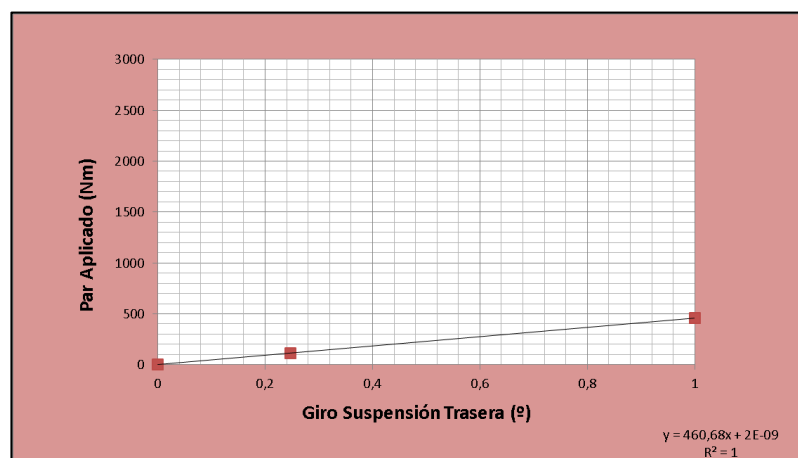
**FIGURA 6.41:** NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN EL ENSAYO DE TORSIÓN TRASERA

Estos desplazamientos pueden verse a continuación:



**FIGURA 6.42:** DESPLAZAMIENTOS PRODUCIDOS EN EL ENSAYO DE TORSIÓN TRASERO (VISTA TRASERA)

Los resultados de esta prueba nos han traído una rigidez a torsión del tren trasero algo inferior a  $500 \text{ Nm/}^\circ$ , un valor unas tres veces y media inferior a la rigidez torsional de nuestro chasis. El hecho de que este valor sea inferior al de nuestra estructura completa es lógico. Además, es lo deseable. Sin embargo, es muy inferior al de la suspensión delantera, cuando deberían ser lo más parecidas posible con el fin de obtener un buen comportamiento dinámico del vehículo.



**FIGURA 6.43:** PAR APLICADO Y GIRO OBTENIDO EN EL ENSAYO DE TORSIÓN DEL EJE TRASERO.

Tras esta tabla, en la cual podemos ver, para la suspensión trasera, la relación existente entre el par aplicado y el giro producido, se presentará una tabla con valores precisos de esta prueba para cada uno de los tres sistemas analizados: chasis, suspensión delantera y suspensión trasera.

Coche Real		Fuerza aplicada (N)	Distancia entre ejes (mm)	Par Aplicado (Nmm)	Par Aplicado (Nm)	Giro (Z) Parte Delantera (º)	Giro (Z) Parte Trasera (º)	Giro Relativo (θ <sub>1</sub> -θ <sub>2</sub> )	Rigidez a Torsión (Nm/º)
SUSPENSIÓN (Neumáticos + Mecanismo de suspensión)	Susp Delantera	100	1137,63	113763	113,763	0,06731697	0	0,06731697	1858,597708
		1633,745337	1137,63	1858597,708	1858,597708	1	0	1	
	Susp Trasera	100	1137,63	113763	113,763	0	0,24694315	0,24694315	460,685
		404,951504	1137,63	460684,9795	460,6849795	0	1	1	
CHASIS					Par Aplicado (Nm)	Giro (Z) Parte Delantera (º)	Giro (Z) Parte Trasera (º)	Giro Relativo (θ1-θ2)	Rigidez a Torsión (Nm/º)
					3000	0,43	2,32	1,89	1587,302
					1587,301587	0,2275	1,2275	1	

**Tabla 6.4:** Resumen de resultados de rigidez a torsión: Chasis y suspensiones.



FIGURA 6.44: RESUMEN DE PAR APLICADO Y GIRO OBTENIDO EN LOS DISTINTOS ENSAYOS

La información de dicha tabla se recoge en las gráficas de esta página. Gracias a ellas, podemos ver claramente la gran descompensación de rigidez existente en nuestro vehículo, lo cual ayuda a explicar el comportamiento en curva que presenta y que analizamos en capítulos anteriores.

Puesto que el principal objetivo de este proyecto es el cálculo del chasis, con el fin de compensar la rigidez entre trenes actuaremos de la siguiente forma.

Vamos a dejar el dimensionado de la barra trasera tal y como está e intentaremos alcanzar un valor de rigidez a torsión en el tren delantero similar al obtenido en el eje posterior. Todo esto por una razón, intentar equilibrar el comportamiento de nuestro vehículo en paso por curva.

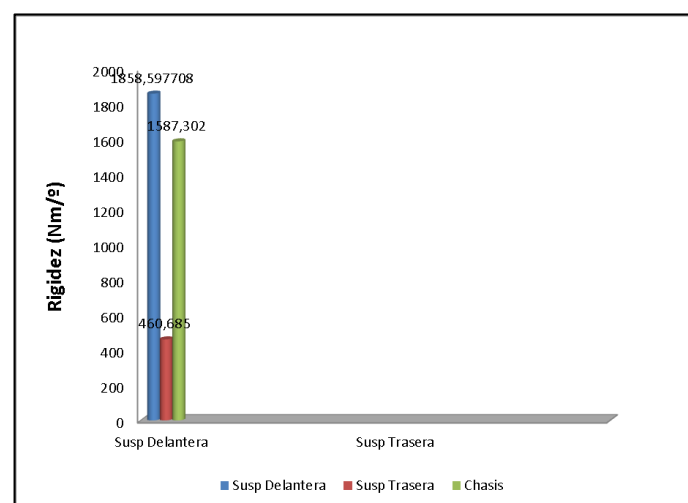


FIGURA 6.45: RIGIDEZ A TORSIÓN DE LOS DISTINTOS SISTEMAS.

El mejor ratio que podemos conseguir entre rigidez de chasis y suspensiones es , manteniendo la resistencia al balanceo del eje trasero constante, y contando con que podamos igualar este valor en el tren trasero, de 3.45:1.

Tal y como comentamos con anterioridad, este ratio nos dará una idea del aprovechamiento que estamos haciendo del neumático y su capacidad para proporcionarnos adherencia.

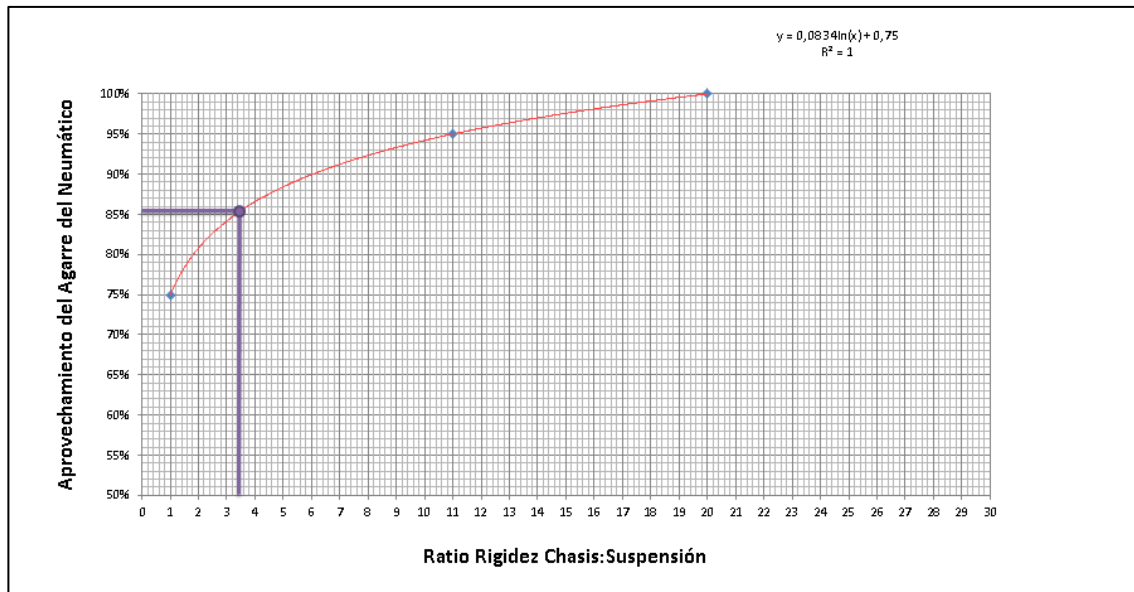


FIGURA 6.46: APROVECHAMIENTO DEL AGARRE DISPONIBLE DE NUESTRO NEUMÁTICO

Este ratio de rigideces, según podemos observar en la gráfica superior, hace que aprovechemos el 85% de la capacidad de generar agarre de nuestro neumático.

Esto afecta en gran medida a cómo de rápido podemos pasar por una curva, y a cómo de fuerte podemos acelerar y frenar. Cabrían dos posibles caminos para mejorar este ratio, uno de ellos es aumentar la rigidez del chasis y otro, bajando las rigideces de nuestro trenes de rodadura.

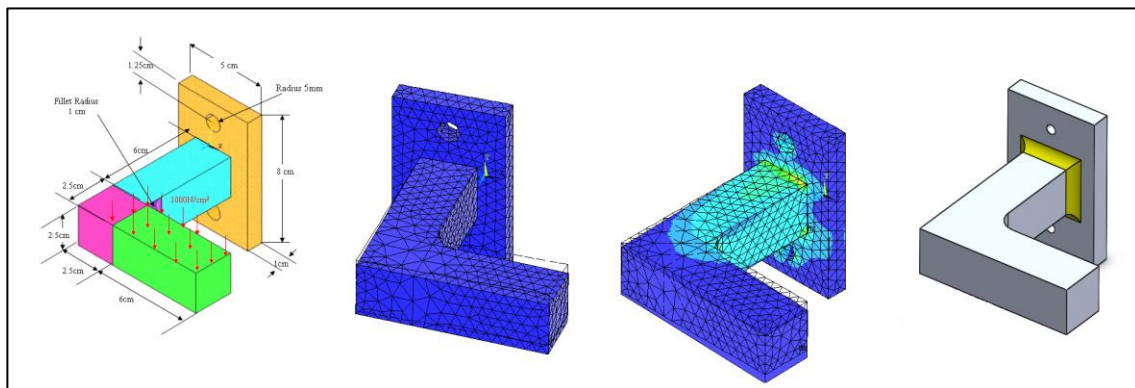
Soluciones nada sencillas, puesto que un aumento de rigidez en nuestro chasis supondría un cambio en la masa total del vehículo, así como en la altura del centro de gravedad de éste, lo cual evidentemente tendrá sus consecuencias. Por otro lado, bajar excesivamente la resistencia al balanceo de nuestras suspensiones podría ocasionar problemas como podrían ser unos desplazamientos excesivos en el vehículo.

Dejaremos a un lado este complejo proceso para centrarnos en aprovechar de la mejor manera posible ese 85% de aprovechamiento que disponemos, ya que como hemos visto antes, no sólo es importante la cantidad de agarre disponible sino lo bien que sepamos aprovecharlo.

## CAPÍTULO 7 : ANÁLISIS DE RESULTADOS Y MEJORAS.

## 7.1.-INTRODUCCIÓN.

Tras haber obtenido los resultados correspondientes a las distintas pruebas planteadas, podremos evaluar con claridad cuales son las zonas del chasis que se ven afectadas en mayor medida, esto es, las que mas sufren los esfuerzos generados por los movimientos del vehículo en pista.



**FIGURA 7.1:** PIEZA LLEVADA A ANÁLISIS PARA POSTERIOR OPTIMIZACIÓN

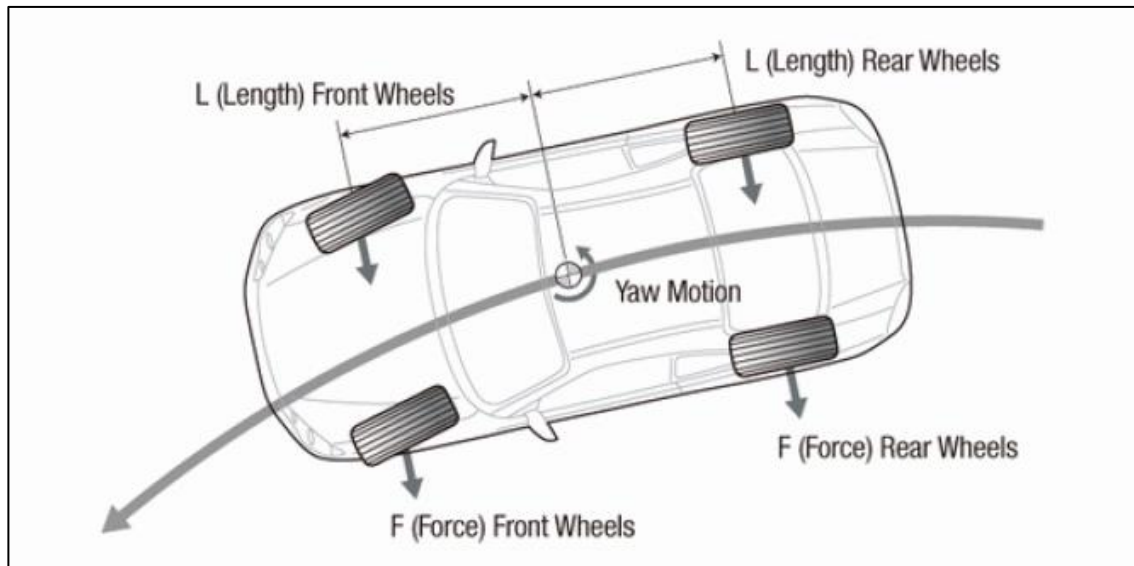
Por otro lado, y puesto que como vimos en el capítulo 5, la aceleración lateral que tolera nuestro vehículo sin deslizar no es suficiente para aprovechar por completo la resistencia del chasis, también nos centraremos en esta parte, intentado dar solución.

Para ello, intentaremos probar distintos cambios que sencillamente puedan ser efectuados en nuestro modelo, debido a su gran versatilidad para ello, permitiéndonos evaluar distintos ajustes con el fin de aumentar este margen de aceleración lateral previo al deslizamiento.

Buscando así un punto en el que calcular, y evaluar, cómo de bien se comporta nuestro chasis ante un paso por curva de una magnitud acorde a los niveles en los que nos movemos en cuanto a otras variables como son la altura del centro de gravedad de nuestro coche, potencia y agarre.



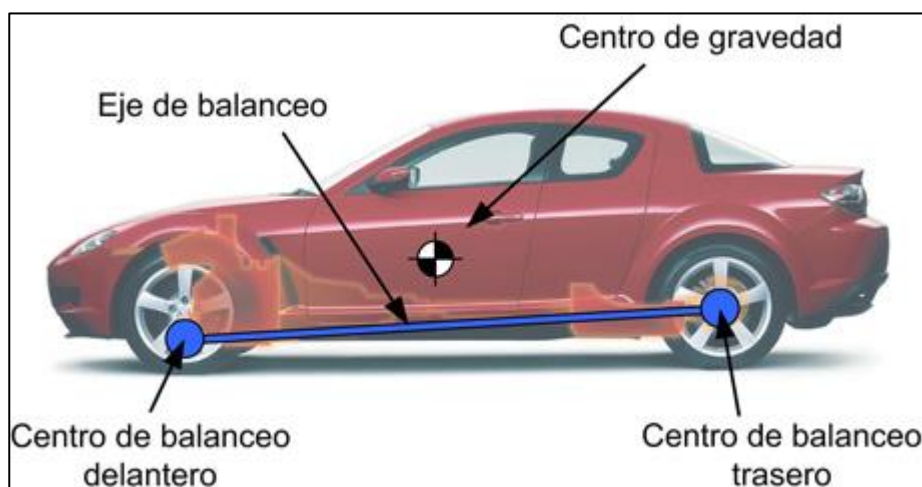
## 7.2.-CONFIGURACIÓN PARA PASO POR CURVA A VELOCIDAD CONSTANTE:



**FIGURA 7.2:** FUERZAS EJERCIDAS POR LOS NEUMÁTICOS EN PASO POR CURVA

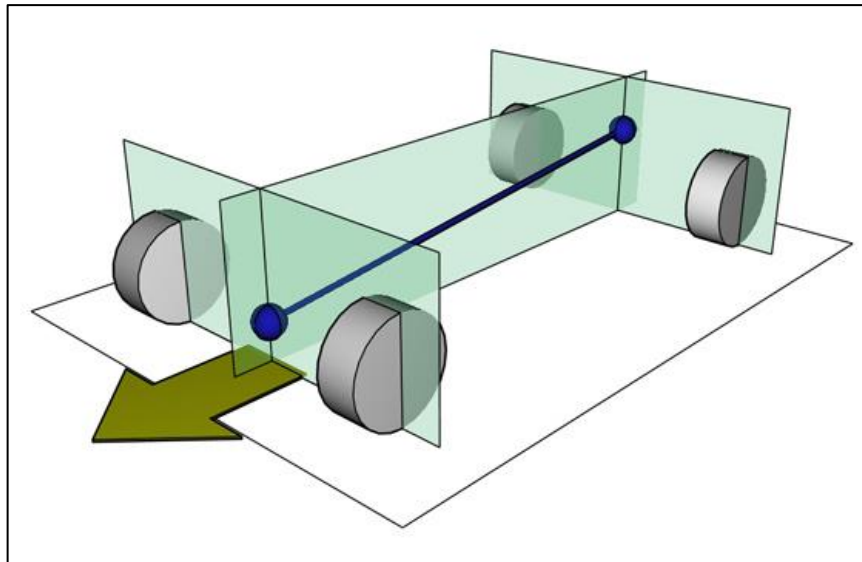
Es fácil visualizar que, cuando un coche toma una curva, la carrocería balancea; es más difícil visualizar alrededor de qué lo hace.

Como todo objeto que rota, cuando la carrocería balancea lo hace alrededor de un eje, denominado en este caso eje de balanceo. El eje de balanceo viene definido por la unión de dos puntos, los centros de balanceo, uno en cada eje del vehículo. La figura muestra una localización aproximada de estos elementos en un vehículo de calle:



**FIGURA 7.3:** CENTROS DE BALANCEO DE LOS TRENES DELANTERO Y TRASERO EN UN VEHÍCULO CONVENCIONAL

Los centros de balanceo están determinados por la suspensión. Se consideran localizados en el plano vertical que pasa por el centro de la ruedas de cada eje. En un automóvil de calle, en estático, están en el plano vertical que parte el vehículo en dos, visto desde frente, y a una altura típica al suelo entre 3 y 15 cm, con el trasero ligeramente más elevado que el delantero. Para favorecer la comprensión de algunos conceptos citados, en las figuras esquemáticas que siguen se han exagerado sus posiciones y ángulos relativos.



**FIGURA 7.4:** VISTA EN PERSPECTIVA DE LOS CENTROS DE BALANCEO

En otras palabras, el eje de balanceo se encuentra ligeramente inclinado en sentido descendente hacia la parte delantera del automóvil, por encima del suelo, y por debajo del centro de gravedad.

Cinemáticamente hablando, el centro de gravedad se encuentra unido firmemente al eje de balanceo. Cualquier fuerza transversal que se aplique en este centro intentará provocar un movimiento de rotación de toda la carrocería alrededor de este eje.

Aunque por simplificar se considerará que los centros de balanceo no cambian su posición, la realidad es que pueden desplazarse tanto lateral como verticalmente. Su posición depende únicamente de la localización del centro de la rueda (tanto por altura al suelo como por anchura de vías) y de la posición instantánea de los elementos de la suspensión. Puesto que la posición de estos varía cuando la carrocería se desplaza verticalmente o rota, la localización de los centros de balanceo está en continuo movimiento conforme el vehículo acelera, frena, gira, o pasa por irregularidades de la carretera. Que lo hagan de manera controlada y acompasada es una tarea fundamental en el diseño de la geometría de la suspensión.

Cuando un coche toma una curva, la fuerza centrífuga «tira» del centro de gravedad de la carrocería hacia el exterior, haciéndola rotar alrededor del eje de balanceo. Esto ocurre porque, al encontrarse este centro de gravedad a una cierta distancia de este eje, esa fuerza genera un momento proporcional a esta distancia.

Con el balanceo, se comprimen los muelles del lado exterior de la curva y se extienden los del otro; la barra estabilizadora o el eje torsional, si los hay, se retuercen.

Al mismo tiempo, la fuerza vertical (flechas azules en las figuras) que soportan las ruedas exteriores se incrementa mientras la de las interiores se reduce. El equilibrio se alcanzará cuando la asimetría de cargas existente entre las ruedas exteriores y las interiores, que en virtud de esa asimetría suponen un momento o par de fuerzas, compense el momento de rotación asociado a la fuerza centrífuga que actúa sobre el centro de gravedad.

Cuanto mayor sea esta fuerza centrífuga (o lo que es lo mismo, cuanto mayor sea la aceleración lateral a la que se le someta), y cuanto menos rígidos sean estos elementos, mayor será el ángulo de balanceo en el que se alcanzará este equilibrio.

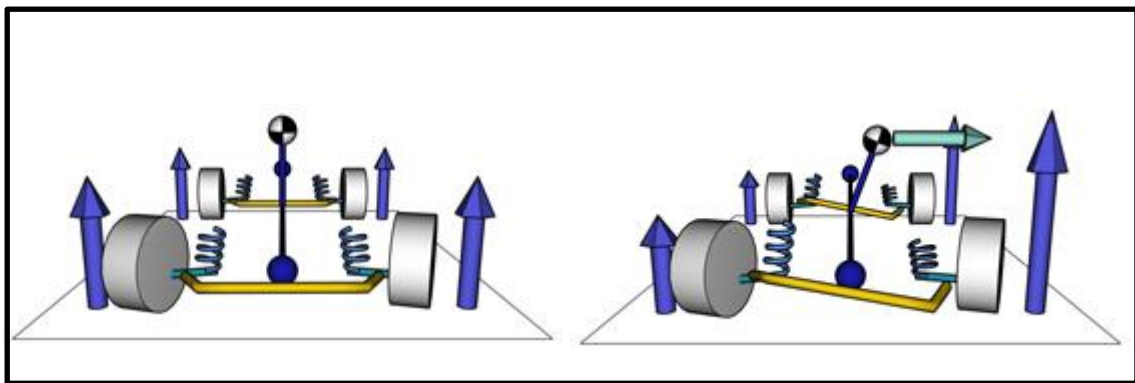


FIGURA 7.5: FUERZA VERTICAL SOBRE LOS NEUMÁTICOS: REPOSO Y PASO POR CURVA

La Tercera Ley de Newton viene a decir que a toda fuerza aplicada por un cuerpo en otro le corresponde una de la misma intensidad y de sentido contrario. En realidad, lo que acaba de ocurrir es una sucesión de ejemplos de esta ley. Desde el centro de gravedad de la carrocería hasta la huella de los neumáticos, distintos elementos del chasis se han comprimido (los muelles), retorcido (las estabilizadoras), cambiado de forma (los neumáticos) o tensionado (el resto de los elementos de la suspensión), para contraponer a la fuerza centrífuga, de un extremo, la fuerza lateral de los neumáticos, del otro, un apoyo en el único punto donde esto es posible: el suelo.

En curva, hay una disminución de carga en las ruedas interiores y un aumento en las exteriores. Parte de esta diferencia de carga afecta a muelles y estabilizadoras y provoca el balanceo.

Otra parte se debe a la conexión con el bastidor de los elementos de suspensión y no afecta al balanceo. En un kart, que no tiene suspensión, toda la diferencia de carga entre las ruedas exteriores e interior es de este segundo tipo, sin balanceo.

Cuanto más cerca esté el eje de balanceo del centro de gravedad, menor será la diferencia de carga que afecta a los elementos elásticos, porque también será menor el brazo de palanca de la fuerza centrífuga alrededor del eje de balanceo. En consecuencia, el balanceo disminuirá, aunque la diferencia de carga será aproximadamente la misma.

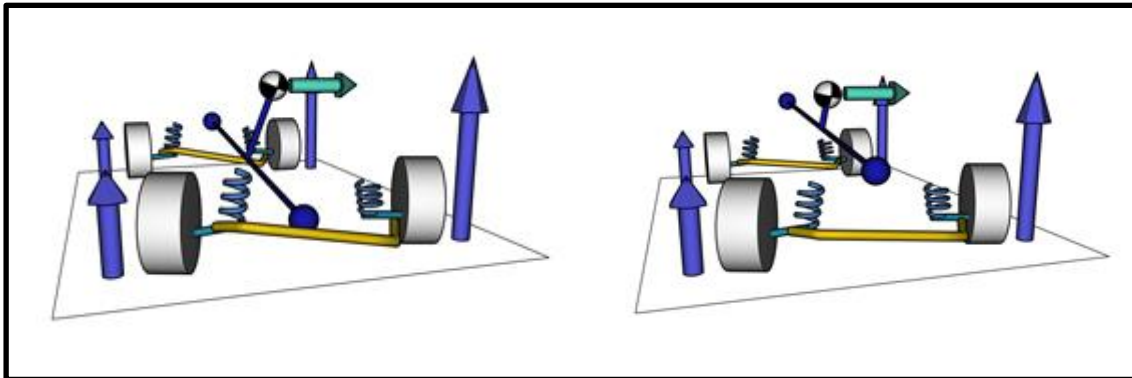


FIGURA 7.6: IMPORTANCIA DE LA PROXIMIDAD DEL CENTRO DE GRAVEDAD AL EJE DE BALANCEO.

En un caso extremo, si elevamos el eje de balanceo hasta hacerlo coincidir con el centro de gravedad, el momento generado por la fuerza centrífuga será nulo, pues está siendo aplicada en el mismo único eje alrededor del que la carrocería puede rotar. En ese caso no habrá momento de giro alrededor del eje de balanceo. En ese caso (o en un kart) todas las variaciones de carga en las ruedas se deben a fuerzas que se transmiten a través del bastidor. Puesto que en este caso el momento que muelles y estabilizadoras deberán transmitir será nulo, no existe ninguna fuerza que los pueda comprimir o retorcer, y la carrocería no balanceará nada por muy blandos que estos elementos sean.

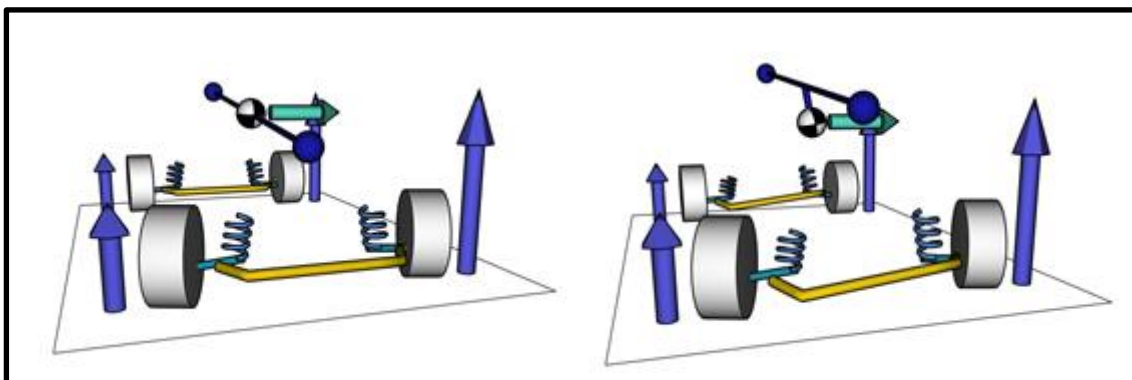


FIGURA 7.7: AUSENCIA DE BALANCEO: EL EJE DE BALANCEO COINCIDE CON EL CENTRO DE GRAVEDAD

Y llevando las cosas aún más allá, podemos localizar el eje de balanceo por encima del centro de gravedad, en cuyo caso la carrocería tendería a balancear en sentido contrario, hacia el interior de la curva. En este caso, y dependiendo de la geometría empleada, podría darse el caso de que fueran los muelles de las ruedas interiores los que se comprimieran, y los de las exteriores los que se extendieran (como ocurre en algunos vagones de tren)

En ese caso, la diferencia de carga sería la misma: habría un incremento de carga en las exteriores y una disminución en las interiores. La fuerza centrífuga sigue tirando de la carrocería hacia el exterior de la curva, su compensación requiere que se siga incrementando la carga de las ruedas exteriores, a costa de las interiores.

No debe perderse de vista que la transferencia total de carga es proporcional a la masa suspendida, la aceleración a que se le somete y la altura del centro de gravedad al suelo. Todo lo que ocurra con los centros y eje de balanceo únicamente determinará como se repartirán muelles y estabilizadoras, por un lado, y brazos de suspensión, por el otro, el esfuerzo de transmitir estas cargas.

### **Igualamos rigidez torsional de ambos trenes :**

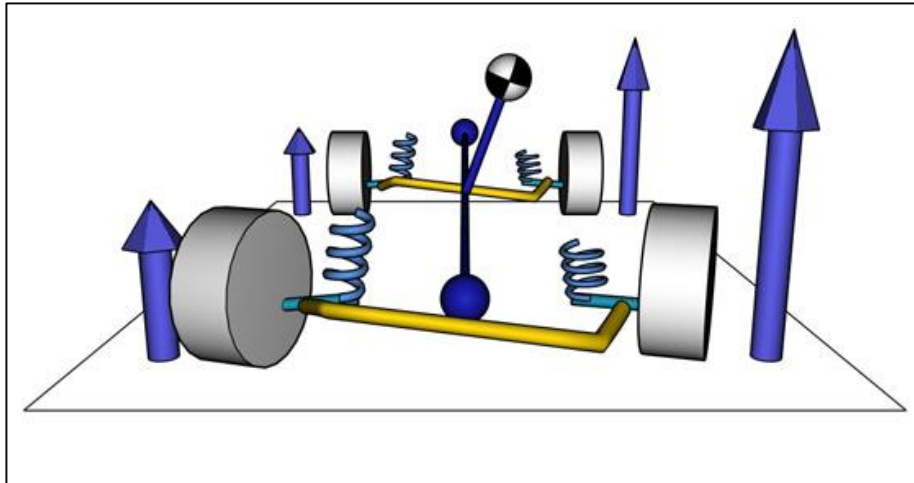
Como se vió en capítulos anteriores, cuanta mayor diferencia de carga se produzca entre las ruedas de un eje, menor será su agarre total.

No hay nada que podamos hacer con los elementos de la suspensión para reducir la variación de carga total. Como ya hemos dicho, ésta depende de la masa total suspendida, de la aceleración lateral a que se le somete y de la altura del centro de gravedad. Como mucho, podemos reducirla ligeramente aumentando el ancho de vías, pero este parámetro está limitado por la anchura total del coche, en los vehículos de calle, y por la propia normativa, en los de competición.

Lo que sí podemos controlar es en qué proporción participa cada uno de los ejes en ese reparto. Y lo podemos hacer tanto a través de los muelles y estabilizadoras, como de la altura de los centros de balanceo.

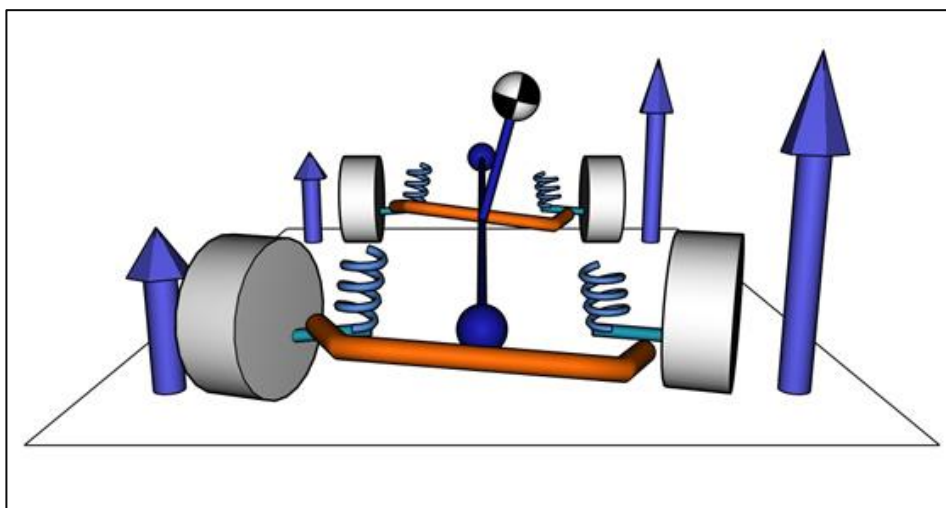
Pensemos primero en los muelles y estabilizadoras. Su rigidez determinará la resistencia al balanceo que proporciona el eje en el que están instalados.

Imaginemos un automóvil trazando una curva a velocidad constante, que ha adoptado un determinado ángulo de balanceo, y cuyo movimiento podemos congelar para modificar sus elementos de suspensión a nuestro antojo, mientras está apoyado.



**FIGURA 7.8:** CARGAS NORMALES Y BALANCEO PRODUCIDO DURANTE EL TRAZADO DE UNA CURVA

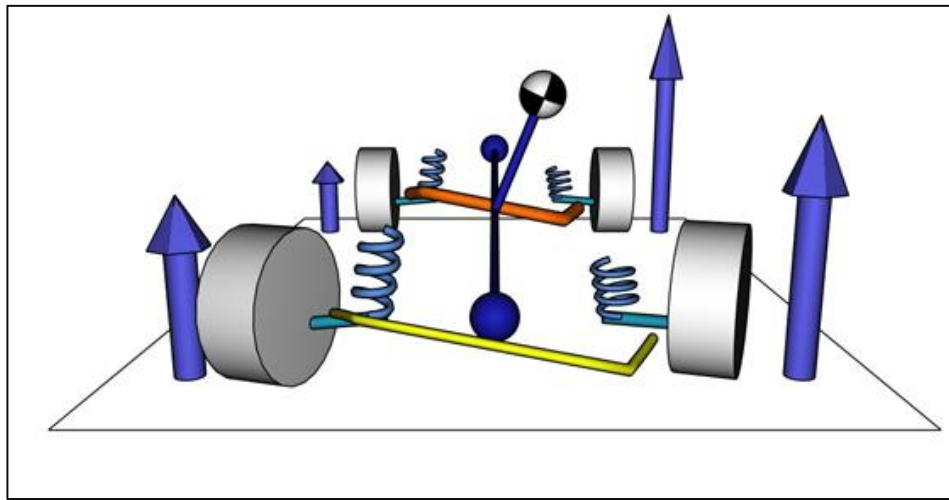
Si incrementamos la resistencia al balanceo de los dos ejes en la misma proporción, cambiando sus muelles y/o estabilizadoras, y volvemos a dejarle rodar, en unos instantes el coche adoptará un ángulo de balanceo menor: para compensar el momento de balanceo causado por la misma fuerza centrífuga que antes, los muelles y estabilizadoras, más rígidos que antes, necesitarán una deformación menor.



**FIGURA 7.9:** MAYOR RESISTENCIA AL BALANCEO EN AMBOS EJES PRODUCE UNA MENOR DEFORMACIÓN TOTAL

Si este cambio de rigidez se ha realizado en la misma proporción en los ejes delantero y trasero, lo que no cambiará será el modo en que ambos participan en el variación de la carga. Puesto que la carga final será la misma que antes en las cuatro ruedas, la adherencia de ninguno de los ejes cambiará.

¿Pero qué ocurre si cambiamos la proporción de resistencia al balanceo de uno de los ejes? Congelemos de nuevo la imagen de nuestro vehículo en la curva y —cor relación a la figura anterior— reduzcamos la rigidez al balanceo únicamente del eje delantero con unos muelles o una estabilizadora más flexibles. Cuando lo dejamos rodar de nuevo, como la resistencia al balanceo total ha descendido (la del eje trasero sigue igual pero la del delantero es menor), la carrocería balanceará más.



**FIGURA 7.10:** MAYOR RESISTENCIA AL BALANCEO EN EL EJE TRASERO

Pero, si los elementos del eje trasero son igual de rígidos que antes y su deformación es mayor (porque la carrocería balancea más), esto sólo puede significar que, entre las ruedas traseras, se está produciendo una mayor diferencia de carga que antes. Ese aumento de la diferencia en las ruedas traseras es aproximadamente igual que la disminución en la diferencia que hay entre las ruedas delanteras.

Puesto que, a mayor diferencia de carga entre las ruedas de un eje menor es su adherencia, hemos reducido la capacidad máxima de agarre lateral del eje trasero e incrementado la del delantero: lo hemos hecho más sobrevirador.

Como regla general, cuanto mayor es la resistencia al balanceo de un eje respecto al otro, menor será su máximo agarre lateral.



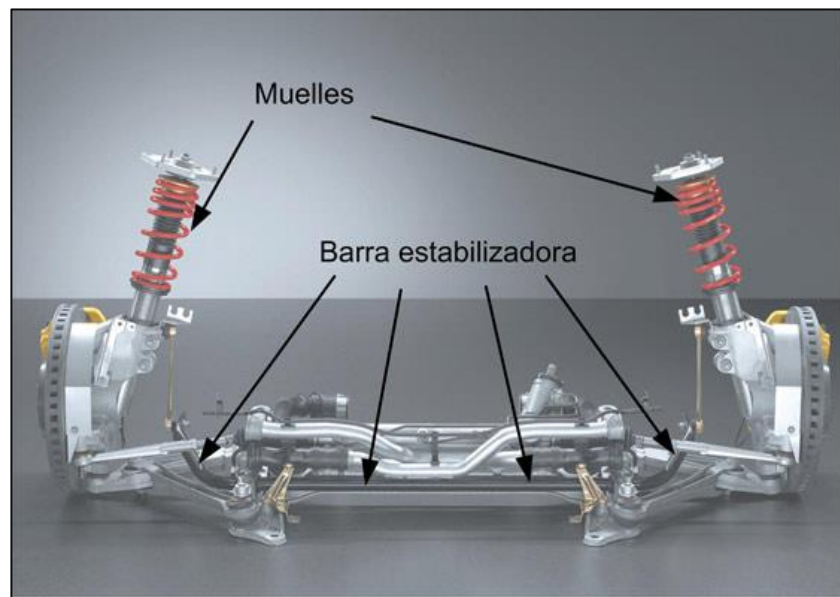


FIGURA 7.11: DETALLE DE LA LOCALIZACIÓN DE UNA BARRA ESTABILIZADORA

También por este motivo en coches que corren en muchas competiciones el conductor puede modificar sobre la marcha la rigidez de al menos una de las barras estabilizadoras. Esto le permite compensar el cambio de posición del centro de gravedad asociado a la progresiva disminución de la carga de combustible conforme éste va desapareciendo, o simplemente realizar pequeñas correcciones del comportamiento del vehículo en función de la situación de la carrera, el estado de las ruedas u otros factores.

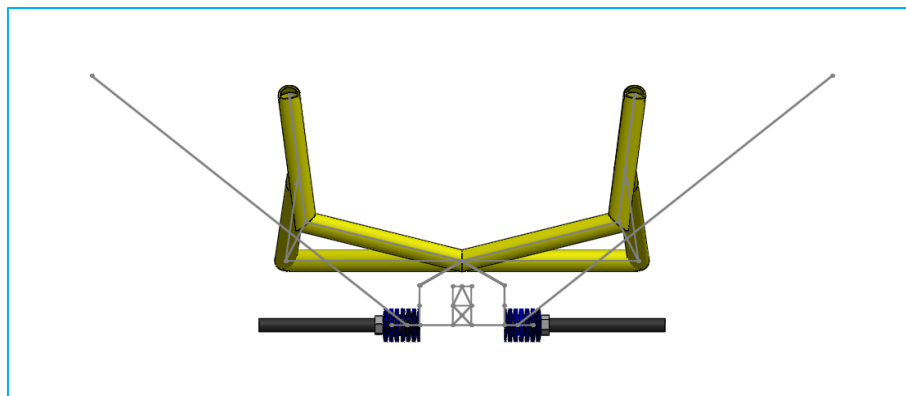
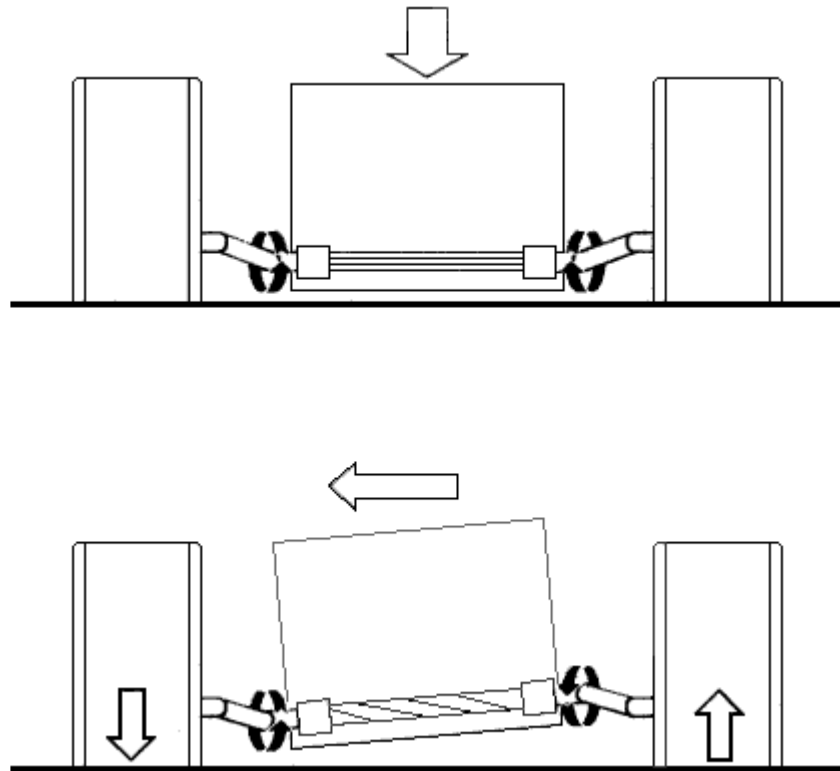


FIGURA 7.12: CONFIGURACIÓN ACTUAL DEL MECANISMO ESTABILIZADOR DELANTERO.

El balanceo de un coche al tomar una curva puede llegar a ser de un valor absoluto importante, y convertirse en un movimiento perjudicial para su estabilidad y equilibrio dinámico. El elemento de la suspensión que se utiliza mas habitualmente para disminuirlo es la barra antibalanceo, también llamada estabilizadora.



**FIGURA 7.13:** DETALLE DEL FUNCIONAMIENTO DE UNA BARRA ESTABILIZADORA

La barra estabilizadora es una barra de acero que, unida a la carrocería por su parte central, va anclada por cada uno de sus extremos a los elementos de la suspensión derecha e izquierda de cada eje.

En sentido vertical, cuando las ruedas de ambos lados oscilan al unísono, su acción es nula (parte superior del dibujo de la izquierda). En cambio, cuando existe una diferencia de recorrido en una rueda respecto de la otra, o bien cuando hay una inclinación lateral en la masa suspendida, la barra transfiere peso de la carrocería de una rueda a otra. En caso de ser una curva lo que hace inclinarse a la carrocería, transfiere peso de la parte interior a la exterior a la curva (parte inferior del dibujo).

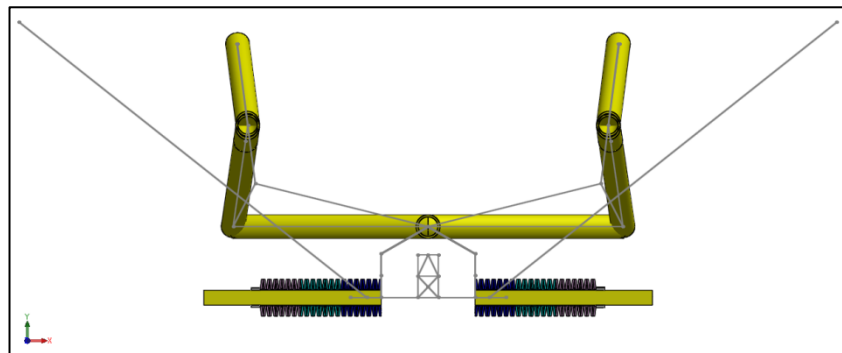
Si la barra es muy rígida, puede llegar al límite a levantar la rueda interior. Si va montada en un eje que lleva tracción, en caso de levantar una rueda tenderá a perderla en el momento en que el balanceo sea superior a un cierto valor.

Este efecto de torsión en la barra que produce la transferencia de peso de la rueda interior a la curva hacia la exterior, aumenta la adherencia en la rueda exterior, pero sólo si esa rueda está en condiciones de «aguantar» la sobrecarga. De esta manera, la estabilizadora, a la vez que limita el balanceo, aumenta la adherencia transversal de la rueda exterior.

Si, por geometría de la suspensión, o por reparto de pesos estático del vehículo, esa rueda no se encuentra en ese momento en óptima situación para admitir el incremento de peso, el efecto de la transferencia de peso es negativo: aumenta la deriva exageradamente, sobrepasa el máximo de la curva de adherencia del neumático y, por tanto, disminuye la fuerza lateral que es capaz de generar.

En este caso, al producir la disminución de esta fuerza, provocamos que el vehículo tienda a deslizar de ese eje. Si estamos refiriéndonos al delantero tenderá a subvirar o a contrarrestar un comportamiento sobrevirador. Si nos referimos al trasero, la tendencia será a producir el sobreviraje, o a paliar un comportamiento vicioso subvirador.

Manejando adecuadamente la dimensión o el mecanismo de accionamiento de la barra antibalanceo, así como combinando la acción de la delantera y la trasera, podemos conseguir acomodar el comportamiento del vehículo a nuestras necesidades.



**FIGURA 7.14:** VISTA DE SECCIÓN DE LA DISPOSICIÓN DE ARANDELAS BELLEVILLE.

Hablando en concreto de nuestro mecanismo estabilizador delantero, el cual hace las veces de barra estabilizadora para dicho eje, como podemos ver en la figura superior, está formado por un número a definir de arandelas cónicas.

Arandelas que flectarán al serles comunicados esfuerzos de tracción o compresión, pasando a trabajar en conjunto como un muelle cuya rigidez viene determinada por el número de arandelas acopladas en serie de las que este disponga según la siguiente función:

$$\frac{1}{k_e} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3}$$

Con el objetivo de bajar la resistencia al balanceo en el eje delantero, aumentaremos el número de arandelas cónicas que incorpora con el fin de bajar la constante elástica global que estas suponen.

Propondremos tres situaciones que se ejemplifican visualmente a continuación y repetiremos el ensayo de torsión visto anteriormente para cada uno de estos casos.

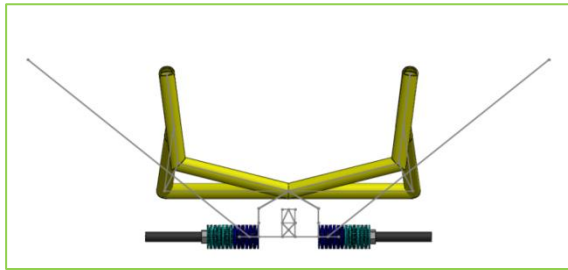


FIGURA 7.15: CONFIGURACIÓN PRUEBA 1

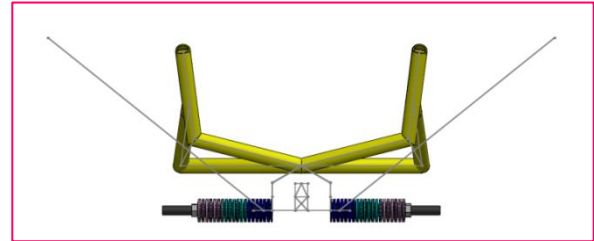


FIGURA 7.16: CONFIGURACIÓN PRUEBA 2

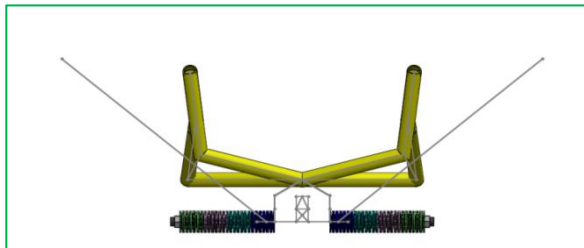


FIGURA 7.17: CONFIGURACIÓN PRUEBA 3

En un primer instante, podemos determinar cómo varía la constante elástica de los muelles de este mecanismo en función del número de arandelas:

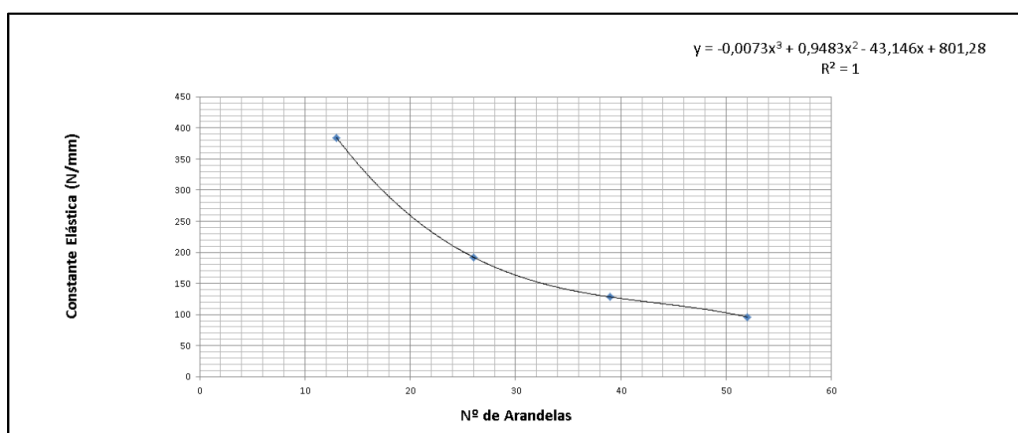


FIGURA 7.18: CONSTANTE ELÁSTICA DE LOS MUELLES LATERALES EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE ARANDELAS

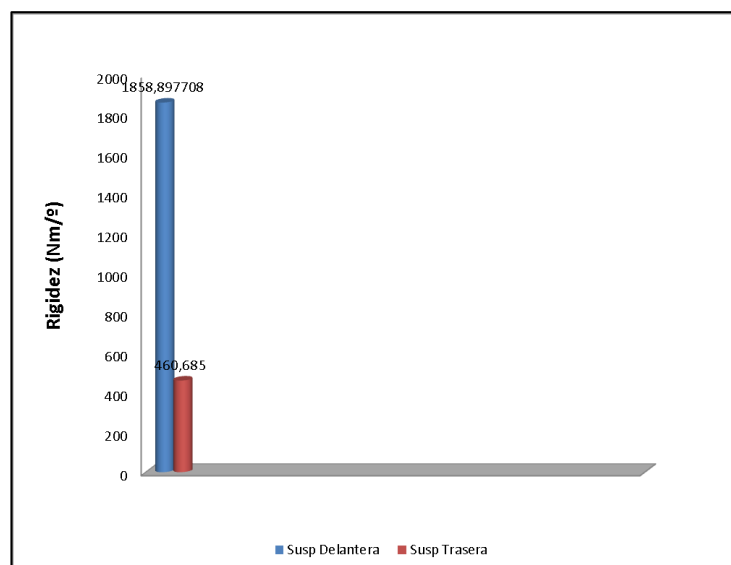
Se mostrarán a continuación las tablas que recogen los nuevos datos de rigidez para el tren delantero y valoraremos la diferencia existente entre las resistencias al balanceo de ambos ejes a través de un gráfico.

Comenzaremos mostrando la descompensación actual y posteriormente se irán sucediendo el resto de pruebas para las nuevas configuraciones. Tras esto, intentaremos definir la relación existente entre la rigidez torsional de este eje, en función de la constante elástica de los muelles que constituyen el mecanismo estabilizador, incorporado por la suspensión semi independiente delantera de nuestro prototipo.

### Situación actual:

actual		Fuerza aplicada (N)	Distancia entre ejes (mm)	Par Aplicado (Nmm)	Par Aplicado (Nm)	Giro (Z) Parte Delantera (°)	Giro (Z) Parte Trasera (°)	Giro Relativo ( $\theta_1, \theta_2$ )	Rigidez a Torsión (Nm/°)
Suspensión (Hidráulica + Mecanismo de Suspensión)	Susp Delantera	100	1137,63	113763	113,763	0,06120905	0	0,06731697	1858,897708
		1633,745337	1137,63	1858597,708	1858,597708	1	0	1	
	Susp Trasera	100	1137,63	113763	113,763	0	0,24694315	0,24694315	460,685
		404,951504	1137,63	460684,9795	460,6849795	0	1	1	

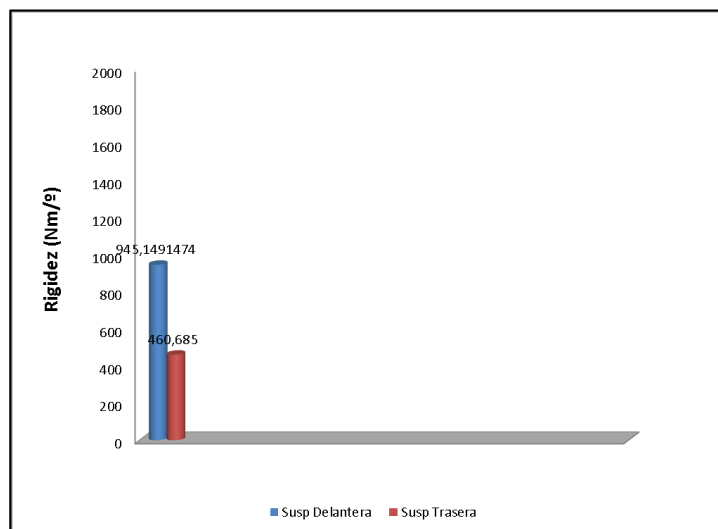
**Tabla 7.1:** Rigidez a torsión del eje delantero y trasero (configuración actual)



**FIGURA 7.19:** COMPARATIVA DE RIGIDEZ ACTUAL

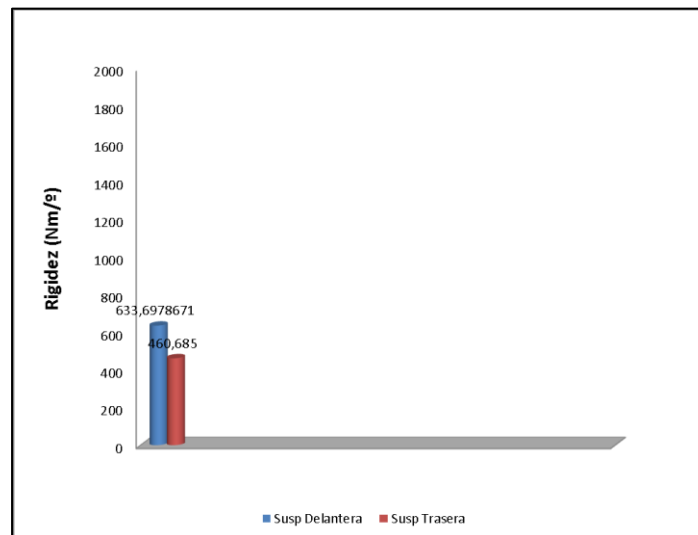
**Prueba 1:**

Prueba 1		Fuerza aplicada (N)	Distancia entre ejes (mm)	Par Aplicado (Nmm)	Par Aplicado (Nm)	Giro (Z) Parte Delantera (°)	Giro (Z) Parte Trasera (°)	Giro Relativo ( $\theta_1 - \theta_2$ )	Rigidez a Torsión (Nm/°)
SUSPENSIÓN (Neumáticos + Mecanismo de Suspensión)	Susp Delantera	100	1137,63	113763	113,763	0,12036513	0	0,06731697	945,1491474
		830,8054002	1137,63	945149,1474	945,1491474	1	0	1	
	Susp Trasera	100	1137,63	113763	113,763	0	0,24694315	0,24694315	460,685
		404,951504	1137,63	460684,9795	460,6849795	0	1	1	

**Tabla 7.2:** Rigidez a torsión del eje delantero y trasero (configuración Prueba 1 )**FIGURA 7.20:** COMPARATIVA DE RIGIDEZ PRUEBA 1

**Prueba 2:**

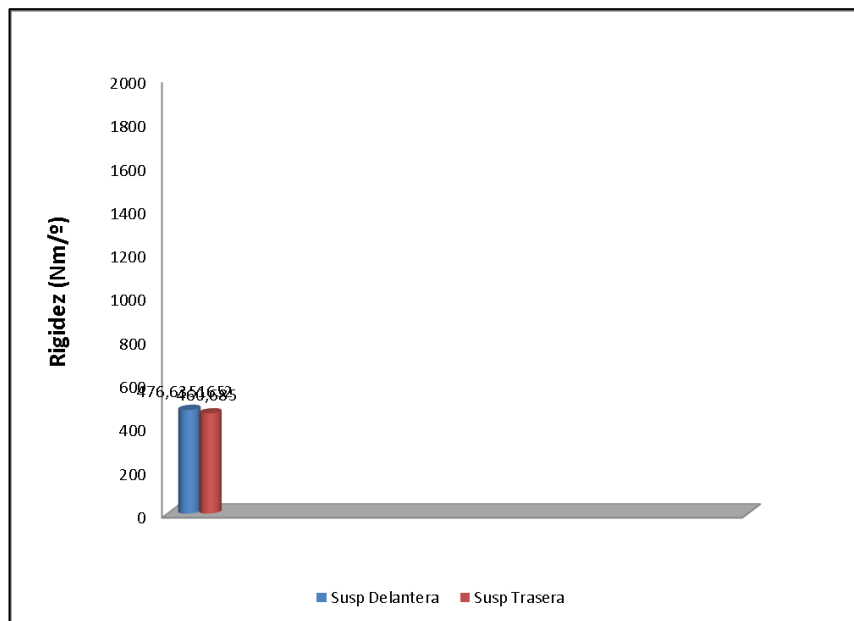
Prueba 2	Fuerza aplicada (N)	Distancia entre ejes (mm)	Par Aplicado (Nmm)	Par Aplicado (Nm)	Giro (Z) Parte Delantera (°)	Giro (Z) Parte Trasera (°)	Giro Relativo ( $\theta_1 - \theta_2$ )	Rigidez a Torsión (Nm/°)
SUSPENSIÓN (neumáticos + Mecanismo de Suspensión)	Susp Delantera	100	1137,63	113,763	0,17952246	0	0,06731697	633,6978671
		557,0333651	1137,63	633697,8671	1	0	1	
	Susp Trasera	100	1137,63	113,763	0	0,24694315	0,24694315	460,685
		404,951504	1137,63	460684,9795	0	1	1	

**Tabla 7.3:** Rigidez a torsión del eje delantero y trasero (configuración Prueba 2 )**FIGURA 7.21:** COMPARATIVA DE RIGIDEZ PRUEBA 2



**Prueba 3:**

Prueba 3		Fuerza aplicada (N)	Distancia entre ejes (mm)	Par Aplicado (Nmm)	Par Aplicado (Nm)	Giro (Z) Parte Delantera (°)	Giro (Z) Parte Trasera (°)	Giro Relativo (θ <sub>1</sub> -θ <sub>2</sub> )	Rigidez a Torsión (Nm/°)
SUSPENSIÓN (Neumáticos + Mecanismo de Suspensión)	Susp. Delantera	100	1137,63	113763	113,763	0,23867941	0	0,06731697	476,6351652
		418,9720429	1137,63	476635,1652	476,6351652	1	0	1	
	Susp. Trasera	100	1137,63	113763	113,763	0	0,24694315	0,24694315	460,685
		404,951504	1137,63	460684,9795	460,6849795	0	1	1	

**Tabla 7.4:** Rigidez a torsión del eje delantero y trasero (configuración Prueba 3 )**FIGURA 7.22:** COMPARATIVA DE RIGIDEZ PRUEBA 1

Podemos ver como es en la tercera prueba cuando se produce un mayor equilibrio entre la rigidez de los dos ejes. Resta decir que si continuásemos añadiendo arandelas nos aproximaríamos más aun al valor del eje trasero, lo cual, como vimos antes mejoraría aun más las capacidades de generar agarre.

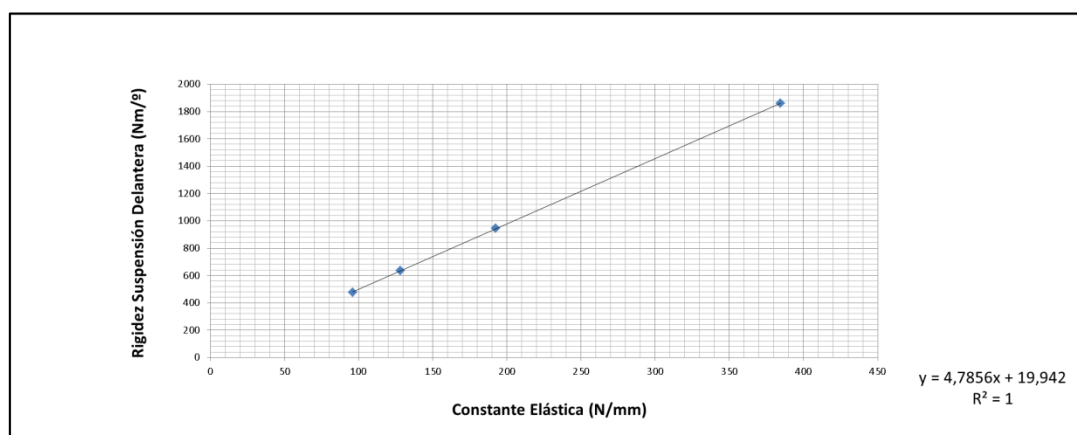
Sin embargo, tomaremos esta prueba como situación límite, situación de mínima rigidez, ya que materialmente no sería posible aumentar el número de arandelas. Si lo hiciésemos, la longitud de la barra que las aloja sobrepasaría las dimensiones del chasis, y sobresaldría por los laterales del vehículo.

A continuación, quedan recogidos los datos obtenidos tras la realización de las pruebas planteadas:

	Nº de Arandelas	Constante Elástica (N/mm)	Rigidez Suspensión Delantera (Nm/º)
Configuración "Actual"	13	384,6153846	1858,897708
Configuración "Prueba 1"	26	192,3076923	945,1491474
Configuración "Prueba 2"	39	128,2051282	633,6978671
Configuración "Prueba 3"	52	96,15384615	476,6351652

**Tabla 7.5:** Rigidez a torsión del eje delantero en función de la configuración adoptada.

Estos mismos datos pueden recogerse en la siguiente gráfica, donde vemos cómo la resistencia al balanceo del eje delantero aumenta linealmente conforme aumenta la constante elástica de los muelles que conforman el mecanismo estabilizador delantero.



**FIGURA 7.23:** RIGIDEZ DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA EN FUNCIÓN DE LA RIGIDEZ DEL MUELLE ESTABILIZADOR

Una vez hemos conseguido llegar a un acuerdo de igualdad entre la rigidez de ambos ejes, vamos a comprobar qué variaciones ha supuesto este cambio en el comportamiento del vehículo para la prueba de paso por curva.

Comenzaremos con el estado actual con el fin de ejemplificar mejor las diferencias .

### Pruebas realizadas con las distintas configuraciones de rigidez a torsión en el eje delantero:

Modelo representativo del coche real					Resultados para gráficas			
ACELERACIÓN LATERAL	ACELERACIÓN VERTICAL	ACELERACIÓN LONGITUDINAL						
				TREN DELANTERO	TREN TRASERO			
				RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR	RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR	
				1044.5	254.71	886.14	779.9	
				FUERZA NORMAL				
				1294.3	853.82	1644.6	1195.2	
				60%	40%	57.91%	42.09%	
				REPARTO FUERZA ROZAMIENTO				
				1677.784528	1393.697664	1666.737935	1481.640645	
				100%	60%	52.89%	47.10%	
				FUERZA ROZAMIENTO REAL (MkN.)				
				1134	767.72	931.17	726.4	
				FUERZA NORMAL				
				1498.1	625.87	1869.9	962.41	
				71%	29%	66.07%	33.93%	
				REPARTO FUERZA ROZAMIENTO				
				1809.557632	1260.390368	1759.920532	1384.996001	
				100%	62%	55.87%	44.13%	
				FUERZA ROZAMIENTO REAL (MkN.)				
				1223.4	686.74	902.2	672.93	
				FUERZA NORMAL				
				1702	397.93	2095.1	729.66	
				81%	19%	74.17%	25.83%	
				REPARTO FUERZA ROZAMIENTO				
				1937.137493	1125.171511	1840.433086	1287.634189	
				100%	37%	58.84%	41.16%	
				FUERZA ROZAMIENTO REAL (MkN.)				
				1313.3	593.75	1093.2	619.42	
				FUERZA NORMAL				
				1905.8	169.98	2320.9	486.91	
				92%	8%	82.36%	17.64%	
				REPARTO FUERZA ROZAMIENTO				
				2063.81158	988	1929.225962	1189.536974	
				100%	32%	61.86%	38.14%	
				FUERZA ROZAMIENTO REAL (MkN.)				
				1403.3	506.76	1084.3	565.93	
				FUERZA NORMAL				
				2109.7	57.967	2545.6	284.16	
				97%	3%	91%	9%	
				REPARTO FUERZA ROZAMIENTO				
				2189.297003	848.8912707	1951.894299	1072.608798	
				100%	28%	64.59%	35.40%	
				FUERZA ROZAMIENTO REAL (MkN.)				
				1401.8	419.77	1125.3	512.41	
				FUERZA NORMAL				
				2313.6	285.91	2770.8	31.409	
				89%	11%	98.89%	1.12%	
				REPARTO FUERZA ROZAMIENTO				
				2310.872193	707.845228	2032.152173	976.2818666	
				100%	22%	67.59%	32.40%	
				FUERZA ROZAMIENTO REAL (MkN.)				
				1501.9	332.78	1186.9	488.94	
				FUERZA NORMAL				
				2513.5	513.86	2996.1	201.34	
				83%	17%	93.70%	6.30%	
				REPARTO FUERZA ROZAMIENTO				
				2431.29476	564.8621564	2112.248077	878.9142041	
				100%	12%	76.67%	23.33%	
				FUERZA ROZAMIENTO REAL (MkN.)				
				1678.7	245.79	1237.4	465.48	
				FUERZA NORMAL				
				2721.4	741.81	3223.2	434.09	
				79%	21%	89%	12%	
				REPARTO FUERZA ROZAMIENTO				
				2549.729473	419.9427713	2191.535629	785.487805	
				100%	14%	75.74%	24.26%	
				FUERZA ROZAMIENTO REAL (MkN.)				
				1780.2	158.8	1286.8	252.96	
				FUERZA NORMAL				
				2325.1	369.75	2446.5	606.84	
				79%	21%	83.79%	16.21%	
				REPARTO FUERZA ROZAMIENTO				
				2666.145883	273.084677	2269.704786	681.0029693	
				100%	9%	76.32%	23.68%	
				FUERZA ROZAMIENTO REAL (MkN.)				
				1845.6	71.614	1379.4	296.46	
				FUERZA NORMAL				
				3125.2	1197.7	3676.6	899.59	
				72%	28%	88.32%	11.68%	
				REPARTO FUERZA ROZAMIENTO				
				2780.43242	124.2962319	2346.911413	580.4485013	
				100%	4%	86.17%	13.83%	
				FUERZA ROZAMIENTO REAL (MkN.)				
				1939.1	15.175	1390.4	244.97	
				FUERZA NORMAL				
				REPARTO FUERZA ROZAMIENTO				
				FUERZA ROZAMIENTO REAL (MkN.)				
				REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL				

Tabla 7.6: Estudio de distribución de agarre en paso por curva (modelo actual)

Configuración "Prueba 1"								Resultados para gráficas			
ACELERACIÓN LATERAL	ACELERACIÓN VERTICAL	ACELERACIÓN LONGITUDINAL	TREN DELANTERO				TREN TRASERO				
			RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR	RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR	Tren Delantero :		Tren Trasero :		
0,25G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1036,3	862,67	889,13	771,16	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2146,68	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2840,6
			FUERZA ROZAMIENTO	1293	853,68	1645,6	1195	% Necesario Tren Delantero :	43,04310165	% Necesario Tren Trasero :	56,95689835
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	60%	40%	57,93%	42,07%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3071,488796	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3142,576673
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1665,700536	1405,78926	1676,674048	1465,902625	% Máx disponible Tren Delantero :	49,42800831	% Máx disponible Tren Trasero :	50,57199169
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	54%	46%	53,35%	46,65%				
0,5G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1118,4	782,8	948,2	709,86	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2121,4	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2835,75
			FUERZA ROZAMIENTO	1495,8	625,6	1871,6	962,15	% Necesario Tren Delantero :	42,81202385	% Necesario Tren Trasero :	57,18797615
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	72%	29%	66,05%	33,95%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3069,547917	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3135,836497
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1785,911224	1283,636692	1780,867804	1354,968693	% Máx disponible Tren Delantero :	49,46587854	% Máx disponible Tren Trasero :	50,53412146
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	50%	42%	56,79%	43,21%				
0,75G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1200,6	702,92	1007,3	648,95	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2096,02	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2826,97
			FUERZA ROZAMIENTO	1698,5	397,52	2097,7	729,27	% Necesario Tren Delantero :	42,57615799	% Necesario Tren Trasero :	57,42384201
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	81%	19%	74,20%	25,80%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3064,376079	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3127,267755
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1904,539634	1159,836445	1884,217052	1243,050702	% Máx disponible Tren Delantero :	49,49212457	% Máx disponible Tren Trasero :	50,50787543
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	62%	38%	60,25%	39,75%				
1G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1282,7	623,05	1066,3	587,25	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2070,74	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2820,2
			FUERZA ROZAMIENTO	1901,3	169,44	2323,8	496,4	% Necesario Tren Delantero :	42,33828262	% Necesario Tren Trasero :	57,66171788
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	92%	8%	82,40%	17,60%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3095,715644	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3116,681215
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2021,297131	1034,419513	1996,496354	1130,105161	% Máx disponible Tren Delantero :	49,50614347	% Máx disponible Tren Trasero :	50,49385653
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	66%	34%	63,76%	36,24%				
1,25G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1364,8	543,18	1125,4	525,94	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2162,735	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2813,43
			FUERZA ROZAMIENTO	2104,1	58,635	2548,9	263,53	% Necesario Tren Delantero :	43,4618828	% Necesario Tren Trasero :	56,5381172
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	97%	3%	91%	9%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3043,636595	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3017,159462
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2136,329083	907,3675024	2016,492845	1000,706617	% Máx disponible Tren Delantero :	50,21859081	% Máx disponible Tren Trasero :	49,78140919
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	70%	30%	66,83%	33,17%				
1,5G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1446,9	463,3	1184,5	464,64	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2593,65	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2806,655
			FUERZA ROZAMIENTO	2306,9	286,75	2776	30,655	% Necesario Tren Delantero (N) :	48,02784287	% Necesario Tren Trasero (N) :	51,97215713
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	89%	11%	98,91%	1,09%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	48,02784287	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2996,777843
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2249,63549	778,6671981	2109,407554	889,940289	% Máx disponible Tren Delantero (N) :	50,24493488	% Máx disponible Tren Trasero (N) :	49,75505512
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	74,32%	26%	70,34%	29,66%				
1,75G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1529	383,43	1243,5	403,33	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	3024,49	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	3204,22
			FUERZA ROZAMIENTO	2509,7	514,79	3002	202,22	% Necesario Tren Delantero (N) :	48,5572454	% Necesario Tren Trasero (N) :	51,4427546
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	83%	17%	93,69%	6,31%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3009,566176	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2977,501042
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2361,216352	648,3498237	2200,935934	776,551086	% Máx disponible Tren Delantero (N) :	50,26778665	% Máx disponible Tren Trasero (N) :	49,73221395
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	78%	22%	73,92%	26,08%				
2G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1611,1	303,56	1302,6	342,03	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	3455,37	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	3663,19
			FUERZA ROZAMIENTO	2712,5	742,87	3228,1	435,09	% Necesario Tren Delantero (N) :	48,54029467	% Necesario Tren Trasero (N) :	51,45970533
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	79%	21%	88%	12%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2987,470395	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2953,716019
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2471,071669	516,3993698	2291,296149	662,4178636	% Máx disponible Tren Delantero (N) :	50,28407644	% Máx disponible Tren Trasero (N) :	49,71592356
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	80%	17%	77,57%	22,43%				
2,25G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1693,2	223,68	1361,7	380,72	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	3886,25	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	4122,16
			FUERZA ROZAMIENTO	2915,3	970,95	3454,2	667,56	% Necesario Tren Delantero (N) :	48,5271087	% Necesario Tren Trasero (N) :	51,47288919
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	79%	25%	83,60%	16,40%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2962,00045	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2927,229337
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2579,201441	882,799009	2380,348025	546,8613121	% Máx disponible Tren Delantero (N) :	50,29520934	% Máx disponible Tren Trasero (N) :	49,70479066
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	87,88%	13%	81,32%	18,68%				
2,5G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1775,3	143,81	1420,7	219,42	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	4317,1	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	4581,14
			FUERZA ROZAMIENTO	3118,1	1199	3680,3	900,64	% Necesario Tren Delantero (N) :	48,51633581	% Necesario Tren Trasero (N) :	51,48366419
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	72%	28%	80,34%	19,66%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2933,18786	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2897,931279
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2685,605668	247,5821915	2467,998129	429,9331498	% Máx disponible Tren Delantero (N) :	50,30221402	% Máx disponible Tren Trasero (N) :	49,69768598
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	91,56%	8%	85,16%	14,84%				
2,75G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1857,9	63,995	1478,9	158,11	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	4748	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	5040,1
			FUERZA ROZAMIENTO	3320,9	1427,1	3996,4	1133,7	% Necesario Tren Delantero (N) :	48,50789202	% Necesario Tren Trasero (N) :	51,49211798
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	70%	30%	77,51%	22,49%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2901,134476	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2866,88074
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2790,4108	110,7236764	2554,489513	311,5952722	% Máx disponible Tren Delantero (N) :	50,30390522	% Máx disponible Tren Trasero (N) :	49,6963478
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	96,18%	4%	89,19%	10,81%				
3G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1939,6	15,939	1538,9	96,806	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :		Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	
			FUERZA ROZAMIENTO					% Necesario Tren Delantero (N) :		% Necesario Tren Trasero (N) :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO					Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :		Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)					% Máx disponible Tren Delantero (N) :		% Máx disponible Tren Trasero (N) :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL								

Tabla 7.7: Estudio de distribución de agarre en paso por curva (configuración Prueba 1)

Configuración "Prueba 2"								Resultados para gráficas			
ACELERACIÓN LATERAL	ACELERACIÓN VERTICAL	ACELERACIÓN LONGITUDINAL		TREN DELANTERO		TREN TRASERO		Tren Delantero :		Tren Trasero :	
				RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR	RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR				
0,25G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1029,5	869,32	896,64	763,86				
			FUERZA ROZAMIENTO	1251,9	853,36	1446,3	1134,9	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2145,46	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2841,2
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	60%	40%	57,34%	42,66%	% Necesario Tren Delantero :	43,322909	% Necesario Tren Trasero :	56,679012
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1655,66608	1415,88499	1644,546793	1419,775912	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3071,551598	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3064,322693
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	54%	46%	53,67%	46,33%	% Máx disponible Tren Delantero :	50,0590762	% Máx disponible Tren Trasero :	49,9409238
0,5G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1105,4	795,4	962,49	696,02				
			FUERZA ROZAMIENTO	1493,8	625,37	1873,1	961,93	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2115,17	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2835,03
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	70%	30%	66,07%	33,93%	% Necesario Tren Delantero :	42,7752162	% Necesario Tren Trasero :	57,2247838
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1784,991628	1303,015372	1793,499372	1302,41789	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3070,069599	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3055,917661
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	58%	42%	57,32%	42,68%	% Máx disponible Tren Delantero :	50,11499764	% Máx disponible Tren Trasero :	49,88500236
0,75G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1181,4	721,47	1028,2	628,18				
			FUERZA ROZAMIENTO	1695,7	397,18	2099,9	728,95	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2092,88	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2826,85
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	81%	19%	74,23%	25,77%	% Necesario Tren Delantero :	42,5232591	% Necesario Tren Trasero :	57,4767409
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1876,985637	1188,731373	1928,555412	1205,452601	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3065,71701	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3126,283012
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	1237,4	647,55	161,49%	38,51%	% Máx disponible Tren Delantero :	49,51157313	% Máx disponible Tren Trasero :	50,48842687
1G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1257,4	647,55	1094	560,35				
			FUERZA ROZAMIENTO	1697,6	166,99	2326,7	495,98	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2066,59	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2822,68
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	92%	8%	82,42%	17,57%	% Necesario Tren Delantero :	42,2678442	% Necesario Tren Trasero :	57,7321558
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1985,500991	1073,063912	2034,200574	1080,952012	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3058,564902	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3114,595856
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	63%	37%	65,31%	34,69%	% Máx disponible Tren Delantero :	49,54647203	% Máx disponible Tren Trasero :	50,45352797
1,25G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1319,4	578,62	1159,8	492,51				
			FUERZA ROZAMIENTO	2003,4	59,190	2353,5	283	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2158,598	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2816,5
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	97%	3%	91%	9%	% Necesario Tren Delantero :	43,88004984	% Necesario Tren Trasero :	56,61195016
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2092,537688	955,9816922	2070,749893	940,1492715	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3048,519381	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3010,895104
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	83%	31%	68,70%	31,29%	% Máx disponible Tren Delantero :	50,31046132	% Máx disponible Tren Trasero :	49,68953868
1,5G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1409,4	499,7	1225,6	424,67				
			FUERZA ROZAMIENTO	2393,9	287,39	2780,3	30,25	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2086,69	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2810,325
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	89%	11%	89,92%	1,07%	% Necesario Tren Delantero :	47,5474967	% Necesario Tren Trasero :	52,0525032
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2198,09970	837,5163885	2178,312358	815,9762474	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3035,612118	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2989,28866
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	72,41%	20%	72,70%	27,30%	% Máx disponible Tren Delantero :	50,38443989	% Máx disponible Tren Trasero :	49,61556017
1,75G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1485,3	425,77	1291,4	356,84				
			FUERZA ROZAMIENTO	2593,2	515,58	3007,1	202,95	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	3016,78	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	3210,05
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	87%	17%	11,63%	6,32%	% Necesario Tren Delantero :	48,4643943	% Necesario Tren Trasero :	51,5356057
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2987,83914	717,4391481	2774,272917	610,123647	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3015,675089	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2964,389982
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	76%	24%	72,2%	23,28%	% Máx disponible Tren Delantero :	50,46189544	% Máx disponible Tren Trasero :	49,53810456
2G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1561,3	351,85	1357,1	289				
			FUERZA ROZAMIENTO	2705,1	743,77	3233,8	435,93	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	3446,87	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	3663,73
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	78%	22%	89%	12%	% Necesario Tren Delantero :	48,64071163	% Necesario Tren Trasero :	51,35928817
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2404,641816	596,3738019	2375,461724	562,548615	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3001,014618	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2936,030329
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	98%	20%	80,84%	19,16%	% Máx disponible Tren Delantero :	50,54727797	% Máx disponible Tren Trasero :	49,45272203
2,25G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1637,3	277,92	1422,9	221,16				
			FUERZA ROZAMIENTO	2964,9	971,96	3400,6	668,9	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	3876,86	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	4129,25
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	75%	25%	83,80%	16,20%	% Necesario Tren Delantero :	48,43513528	% Necesario Tren Trasero :	51,56486472
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2505,765835	479,6941406	2471,240764	419,2713271	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2979,459976	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2904,512111
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	84,10%	16%	85,09%	14,91%	% Máx disponible Tren Delantero :	50,6368154	% Máx disponible Tren Trasero :	49,3631846
2,5G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1713,3	304	1408,7	151,19				
			FUERZA ROZAMIENTO	3108,8	1209,1	3607,4	991,88	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	4308,9	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	4903,28
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	72%	20%	80,35%	19,65%	% Necesario Tren Delantero :	48,42459328	% Necesario Tren Trasero :	51,57540672
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2625,411198	349,633152	2562,397677	302,3106336	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2955,04435	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2869,709511
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	88,17%	12%	89,47%	10,53%	% Máx disponible Tren Delantero :	50,73252755	% Máx disponible Tren Trasero :	49,26747245
2,75G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1789,2	130,08	1354,5	85,49				
			FUERZA ROZAMIENTO	3310,7	1428,3	3914,2	2134,9	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	4709	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	5080,1
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	70%	30%	77,52%	22,48%	% Necesario Tren Delantero :	48,41593363	% Necesario Tren Trasero :	51,58406637
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2783,44973	224,1733368	2663,953084	189,6279201	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2927,622047	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2831,580924
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	92,34%	8%	94,01%	5,99%	% Máx disponible Tren Delantero :	50,8381422	% Máx disponible Tren Trasero :	49,1618578
3G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1865,2	56,151	1620,3	17,654				
			FUERZA ROZAMIENTO	3512,6	1656,9	4341	1367,8	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	5169,1	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	5508,8
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	68%	32%	75,17%	24,83%	% Necesario Tren Delantero :	48,4093142	% Necesario Tren Trasero :	51,5906858
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2881,139797	97,29916489	2794,706163	95,2934221	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2897,488073	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2796,156086
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	36,64%	6%	86,76%	1,24%	% Máx disponible Tren Delantero :	50,54312566	% Máx disponible Tren Trasero :	49,0567414
3,25G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1941,2	-11,774	1686,1	-90,189				
			FUERZA ROZAMIENTO					Fr necesaria en Tren Delantero (N) :		Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO					% Necesario Tren Delantero :		% Necesario Tren Trasero :	
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)					Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :		Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL					% Máx disponible Tren Delantero :		% Máx disponible Tren Trasero :	

Tabla 7.8: Estudio de distribución de agarre en paso por curva ( configuración Prueba 2 )

Configuración "Prueba 3"										Resultados para gráficos			
ACELERACIÓN LATERAL	ACELERACIÓN VERTICAL	ACELERACIÓN LONGITUDINAL		TREN DELANTERO				TREN TRASERO					
				RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR	RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR	Tren Delantero :		Tren Trasero :			
0,25G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1023,7	874,97	903,02	755,66						
			FUERZA ROZAMIENTO	1291,1	893,46	1447	1154,9	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	21,64 56	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2841,8		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	68%	40%	57,86%	42,04%	% Necesario Tren Delantero :	43,0955726	% Necesario Tren Trasero :	56,9947274		
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mkx.)	1647,098904	1424,45452	1701,253102	1441,554745	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3075,551424	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3142,010047		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	54%	46%	54,13%	45,87%	% Máx disponible Tren Delantero :	49,42667802	% Máx disponible Tren Trasero :	50,5732158		
0,5G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1094,4	866,09	974,5	684,28						
			FUERZA ROZAMIENTO	1492,2	625,17	1874,4	961,75	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2117,37	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2896,15		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	70%	30%	66,99%	33,91%	% Necesario Tren Delantero :	42,7447524	% Necesario Tren Trasero :	57,2552476		
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mkx.)	1750,848946	1315,424621	1858,985948	1265,391273	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3070,375667	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3135,361216		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	57%	43%	58,27%	41,73%	% Máx disponible Tren Delantero :	48,47639637	% Máx disponible Tren Trasero :	50,52360963		
0,75G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1165,2	797,21	1046	610,9						
			FUERZA ROZAMIENTO	1693,3	396,69	2101,8	728,68	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2090,19	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2898,48		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	81%	19%	74,26%	25,74%	% Necesario Tren Delantero :	42,47775201	% Necesario Tren Trasero :	57,52224799		
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mkx.)	1853,663547	1213,180141	1951,486094	1173,843993	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3066,843688	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3125,200047		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	60%	40%	52,44%	37,56%	% Máx disponible Tren Delantero :	49,52837957	% Máx disponible Tren Trasero :	50,47162043		
1G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1236	668,34	1117,5	927,53						
			FUERZA ROZAMIENTO	1894,4	168,61	2329,2	495,62	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2063,01	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2894,82		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	92%	8%	82,46%	17,55%	% Necesario Tren Delantero :	42,20707949	% Necesario Tren Trasero :	57,79292951		
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mkx.)	1955,084912	1105,73677	2074,528397	1037,912784	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3060,831692	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3112,441181		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	64%	36%	66,63%	33,37%	% Máx disponible Tren Delantero :	49,58199241	% Máx disponible Tren Trasero :	50,41800759		
1,25 G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1306,7	599,46	1189	464,14						
			FUERZA ROZAMIENTO	2095,5	55,677	2556,5	262,55	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2155,177	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2898,05		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	97%	3%	91%	9%	% Necesario Tren Delantero :	43,1268727	% Necesario Tren Trasero :	56,8731273		
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mkx.)	2055,112494	997,663867	2116,463161	888,4262012	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3052,165801	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3004,887816		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	67%	33%	70,43%	29,57%	% Máx disponible Tren Delantero :	50,39027213	% Máx disponible Tren Trasero :	49,60972787		
1,5 G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1377,5	530,58	1266,4	396,77						
			FUERZA ROZAMIENTO	2296,6	287,96	2783,9	29,491	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2584,56	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2813,391		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	89%	11%	86,99%	1,05%	% Necesario Tren Delantero :	47,8803917	% Necesario Tren Trasero :	52,11960989		
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mkx.)	2153,96392	887,1752625	2226,36749	753,291793	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2841,148463	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2906,17977		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	78,62%	21%	74,22%	25,78%	% Máx disponible Tren Delantero :	50,58068992	% Máx disponible Tren Trasero :	49,49591107		
1,75 G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1448,3	461,7	1393,9	317,39						
			FUERZA ROZAMIENTO	2497,6	516,24	3011,3	203,57	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	3013,84	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	3224,87		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	89%	17%	93,67%	6,33%	% Necesario Tren Delantero :	48,36626297	% Necesario Tren Trasero :	51,63377703		
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mkx.)	2251,55267	776,0726381	2315,617842	616,1437638	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2827,625308	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2951,761606		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	74%	26%	79,13%	20,87%	% Máx disponible Tren Delantero :	50,63437693	% Máx disponible Tren Trasero :	49,36562307		
2G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1519	592,69	1403,4	244,01						
			FUERZA ROZAMIENTO	2698,7	744,53	2328,7	495,64	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	3440,29	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	3675,34		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	70%	22%	88%	12%	% Necesario Tren Delantero :	48,36968661	% Necesario Tren Trasero :	51,63031339		
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mkx.)	2347,71792	663,7718277	2442,436661	477,06493972	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3011,48962	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2919,441599		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	70%	22%	83,66%	16,34%	% Máx disponible Tren Delantero :	50,77599974	% Máx disponible Tren Trasero :	49,22400026		
2,25G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1589,8	323,95	1474,9	176,63						
			FUERZA ROZAMIENTO	2695,8	973,81	3465,1	669,7	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	3072,61	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	4015,8		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	75%	25%	83,81%	16,19%	% Necesario Tren Delantero :	48,25491912	% Necesario Tren Trasero :	51,74508088		
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mkx.)	2442,79603	553,1401189	2547,363948	105,0773822	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2992,978822	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2883,237748		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	81,62%	18%	88,39%	11,61%	% Máx disponible Tren Delantero :	50,59375653	% Máx disponible Tren Trasero :	49,06624347		
2,5G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1668,6	255,07	1586,4	97,252						
			FUERZA ROZAMIENTO	3101,9	1201,1	3693,4	302,76	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	4382	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	4596,16		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	77%	23%	80,36%	19,64%	% Necesario Tren Delantero :	48,347074	% Necesario Tren Trasero :	51,652926		
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mkx.)	2536,472178	435,4940238	2650,999702	192,754279	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2973,966208	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2843,153861		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	85,39%	13%	93,22%	6,78%	% Máx disponible Tren Delantero :	51,10756289	% Máx disponible Tren Trasero :	48,0942371		
2,75G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1751,9	186,2	1617,9	29,879						
			FUERZA ROZAMIENTO	3302	1429,4	3920,8	1135,0	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	4731,4	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	5056,6		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	70%	30%	77,54%	22,46%	% Necesario Tren Delantero :	48,38878129	% Necesario Tren Trasero :	51,6131782		
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mkx.)	2626,79484	313,5501837	2751,543924	474,4856478	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	2948,348923	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2799,104469		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	89,16%	11%	98,30%	1,70%	% Máx disponible Tren Delantero :	51,29760564	% Máx disponible Tren Trasero :	48,70238456		
3G	1G	0 G	FUERZA NORMAL	1802,1	117,32	1689,4	49,598						
			FUERZA ROZAMIENTO					Fr necesaria en Tren Delantero (N) :		Fr necesaria en Tren Trasero (N) :			
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO					% Necesario Tren Delantero :		% Necesario Tren Trasero :			
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mkx.)					Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :		Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :			
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL					% Máx disponible Tren Delantero :		% Máx disponible Tren Trasero :			

Tabla 7.9: Estudio de distribución de agarre en paso por curva (configuración Prueba 3)

Presentados los resultados de las sucesivas pruebas, pasaremos a continuación a su análisis:

### Diferencias cualitativas:

Mientras que en el tren delantero no apreciamos diferencias cualitativas, en lo que se refiere al reparto de las fuerzas de rozamiento sobre los neumáticos en función de la disponibilidad de éstos, en el tren trasero si que vemos cómo varía positivamente este índice conforme vamos avanzando en las pruebas e igualando la rigidez a torsión en ambos ejes.

### Estado Actual:

- Tren Delantero:

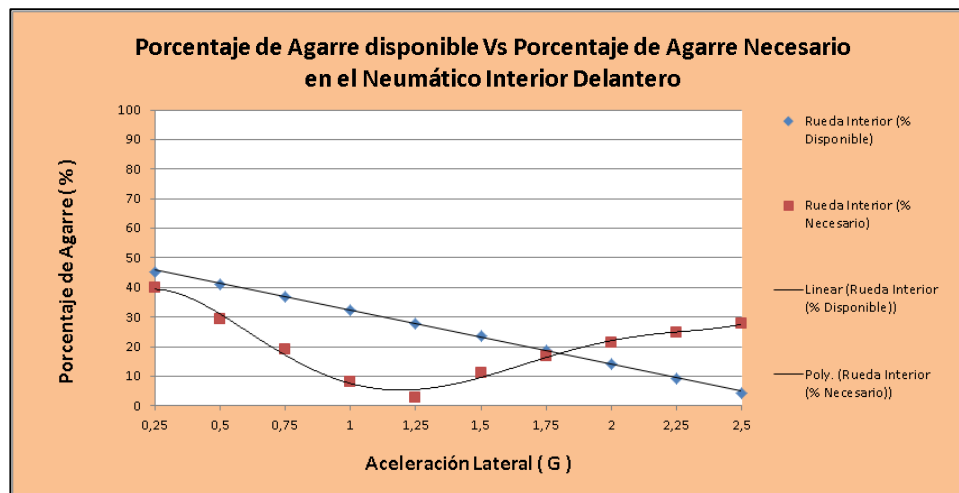


FIGURA 7.24: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR DELANTERO

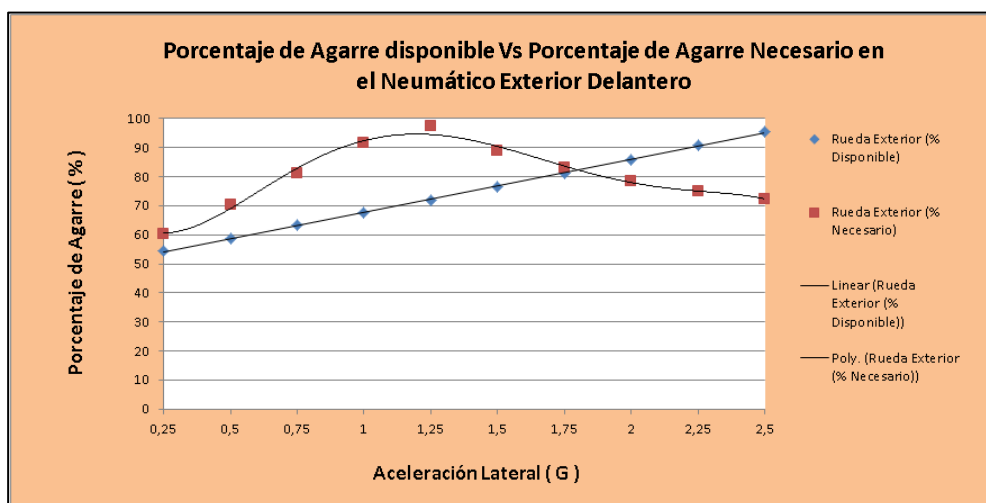


FIGURA 7.25: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO EXTERIOR DELANTERO

- Tren Trasero:

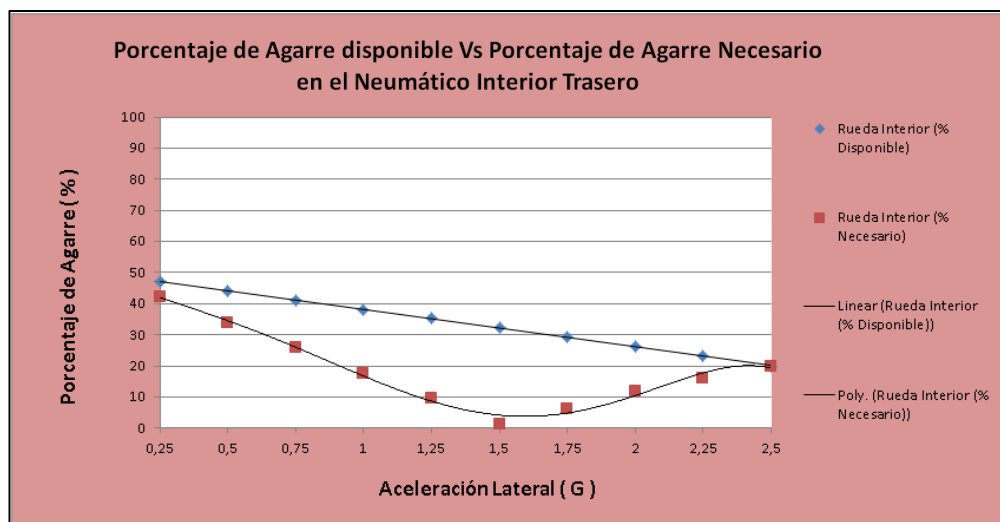


FIGURA 7.26: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR TRASERO

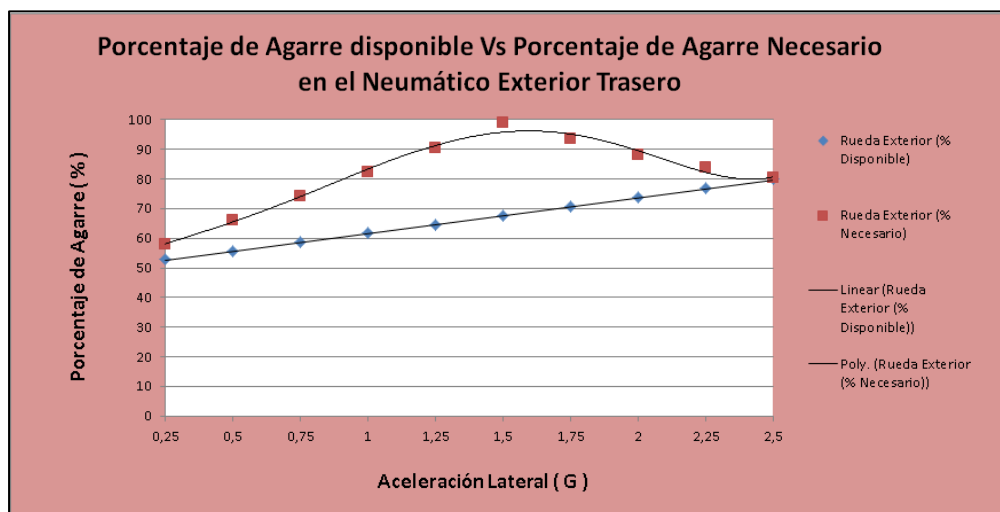


FIGURA 7.27: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO EXTERIOR TRASERO

En nuestro estado actual, podemos observar como especialmente en el tren trasero, al contrario que sucede en la parte delantera, tanto en la rueda exterior como la interior, el porcentaje de agarre necesario en este eje siempre se mantiene por encima (neumático exterior) y por debajo (neumático interior) del porcentaje de agarre disponible presente en el neumático. Nunca se llegan a cruzar estas gráficas.

Veremos como esto cambia con las sucesivas pruebas.



**Prueba 1:**

- Tren Delantero:

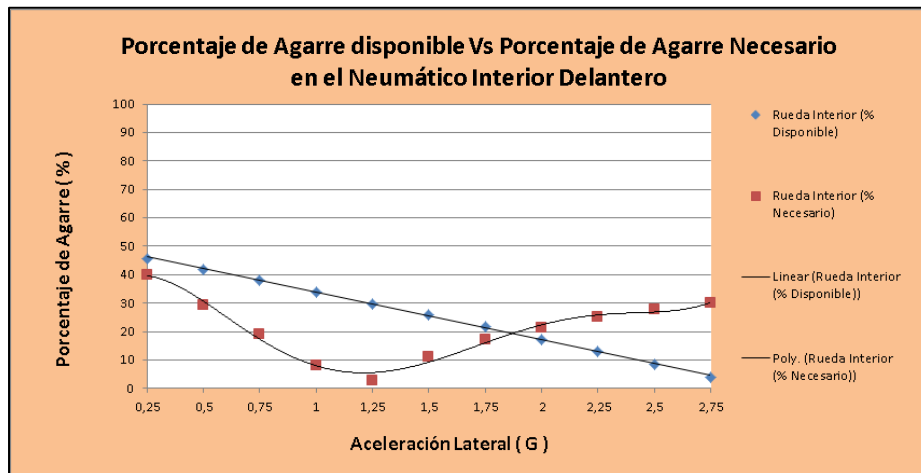


FIGURA 7.28: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR DELANTERO

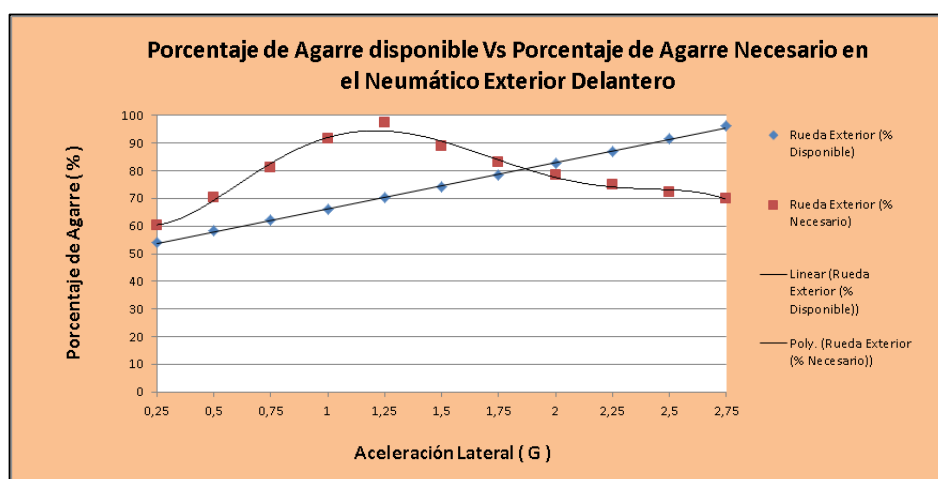
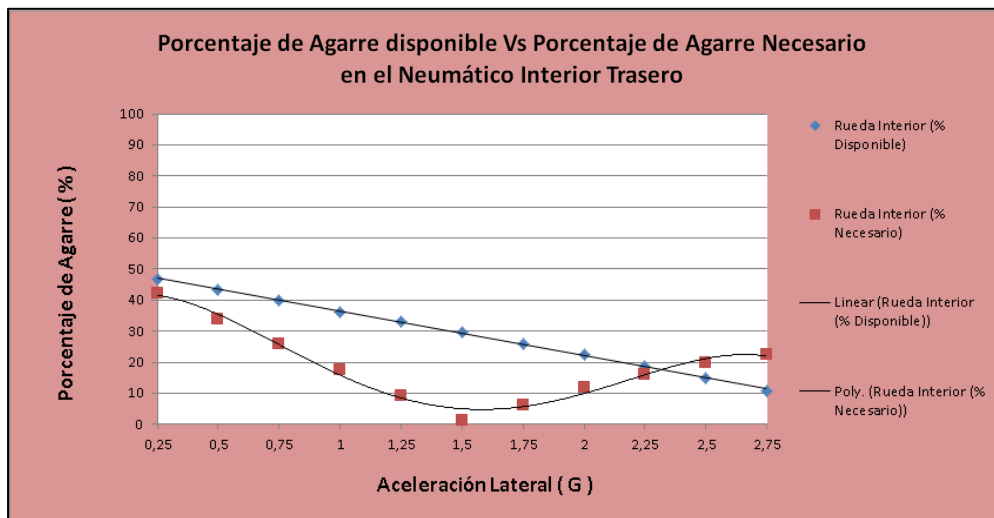
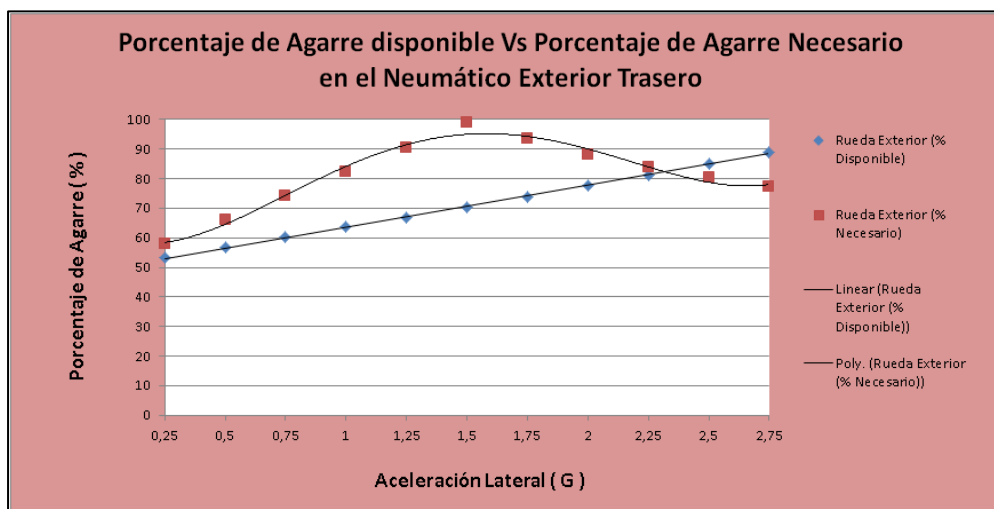


FIGURA 7.29: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO EXTERIOR DELANTERO

- Tren Trasero:



**FIGURA 7.30:** AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR TRASERO



**FIGURA 7.31:** AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO EXTERIOR TRASERO

**Prueba 2:**

- Tren Delantero:

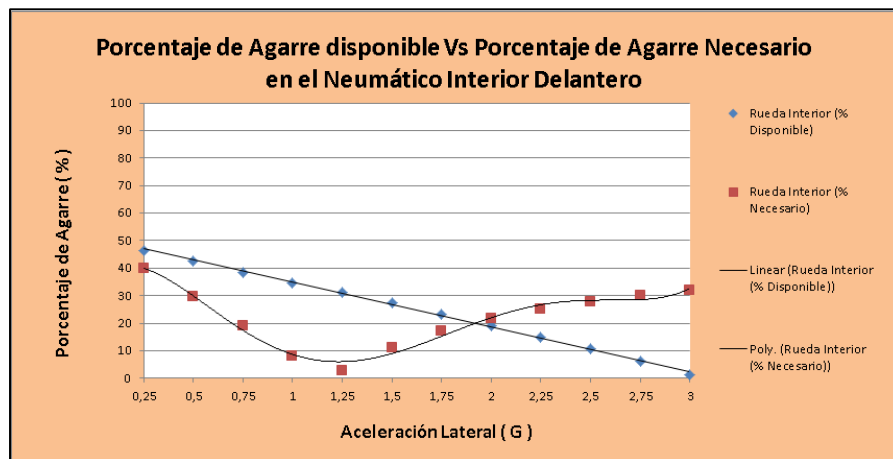


FIGURA 7.32: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR DELANTERO

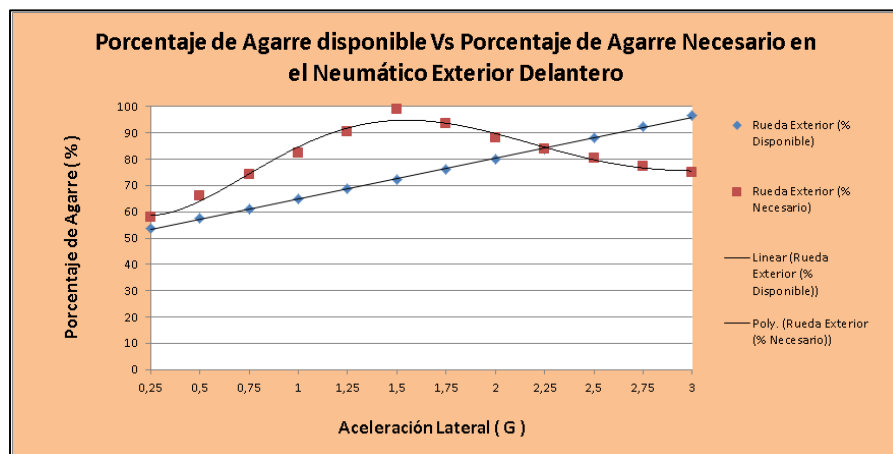
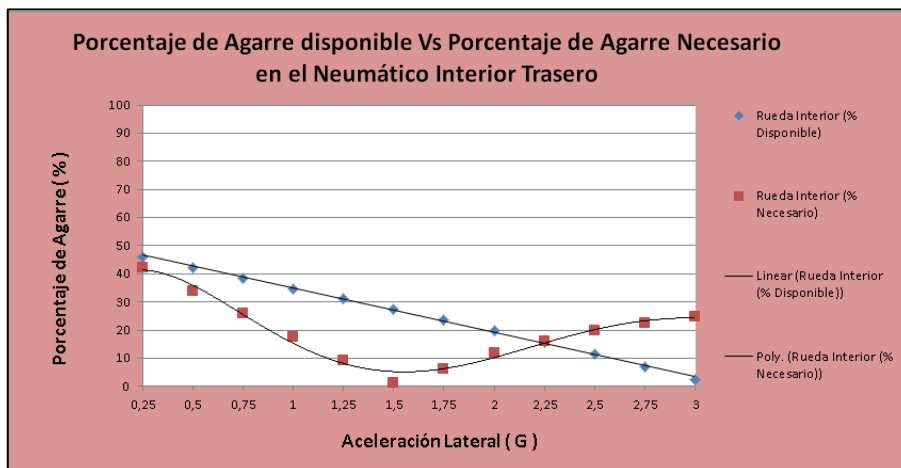
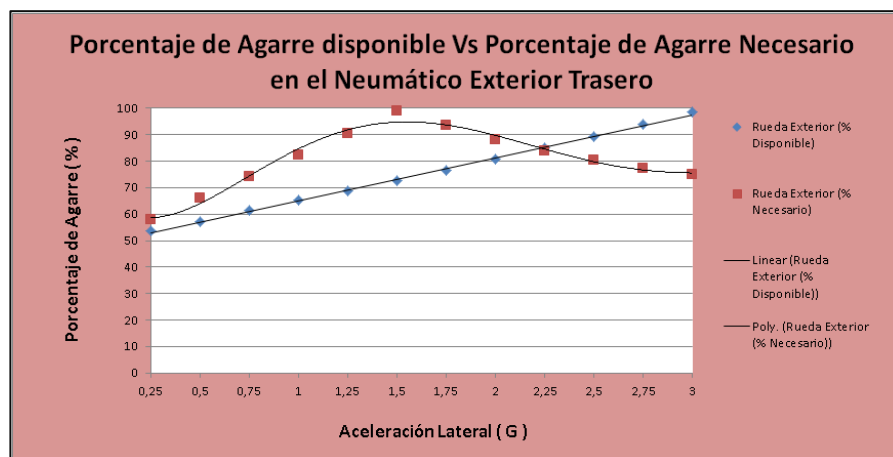


FIGURA 7.33: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR DELANTERO

- Tren Trasero:



**FIGURA 7.34:** AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR TRASERO



**FIGURA 7.35:** AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO EXTERIOR TRASERO

**Prueba 3:**

- Tren Delantero:

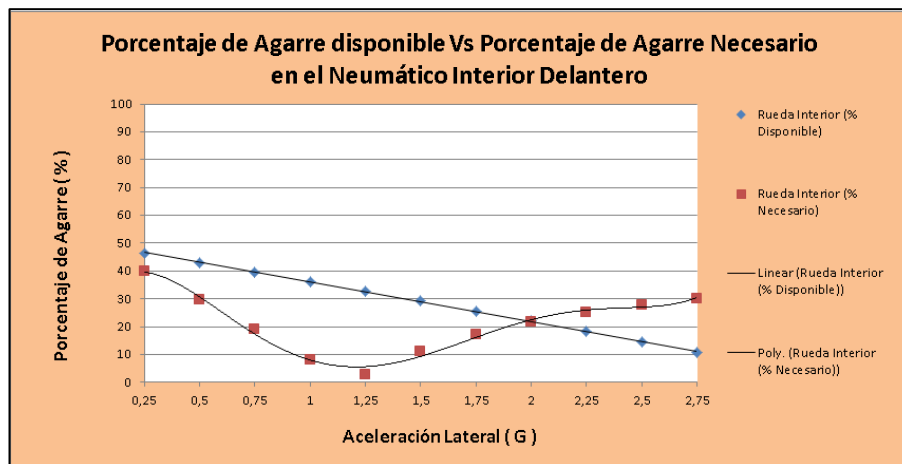


FIGURA 7.36: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR DELANTERO

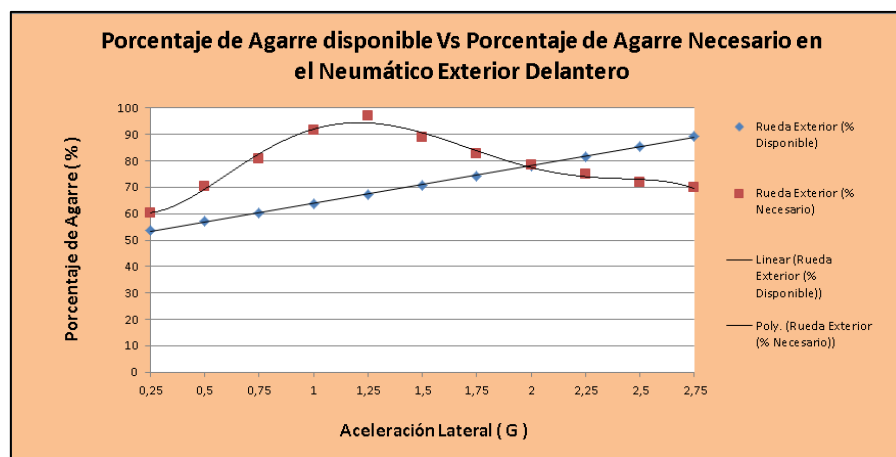
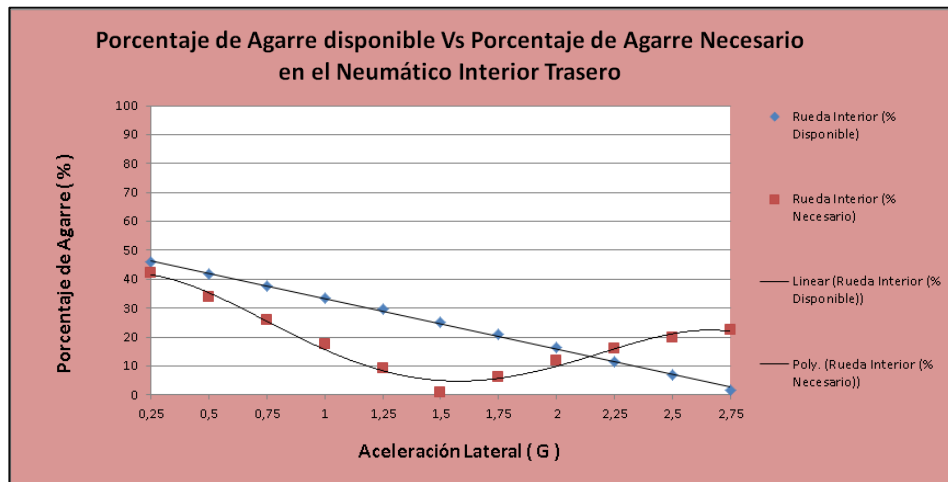
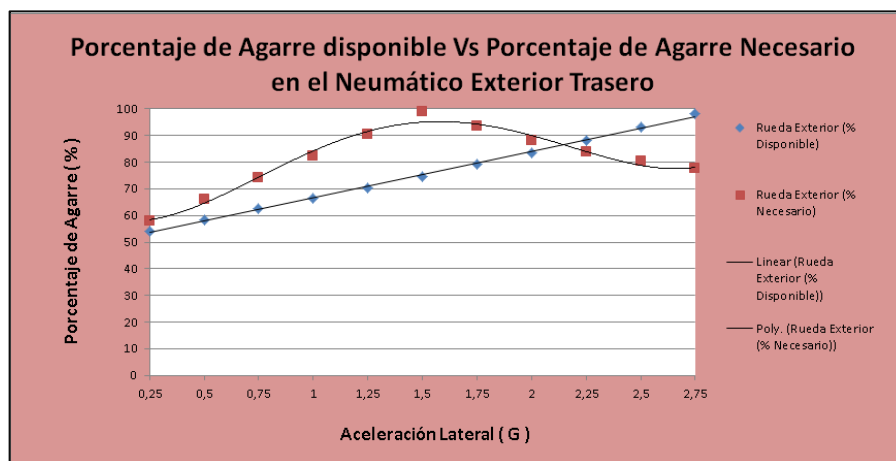


FIGURA 7.37: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO EXTERIOR DELANTERO

- Tren Trasero:



**FIGURA 7.38:** AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR TRASERO



**FIGURA 7.39:** AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO EXTERIOR TRASERO

En esta tercera prueba, la cual será la configuración que adoptarán nuestras estabilizadoras a partir de ahora, es donde podemos observar con mayor claridad, si comparamos con la configuración inicial de nuestro vehículo, los cambios que se producen y cómo estos afectan de manera positiva en nuestro vehículo.

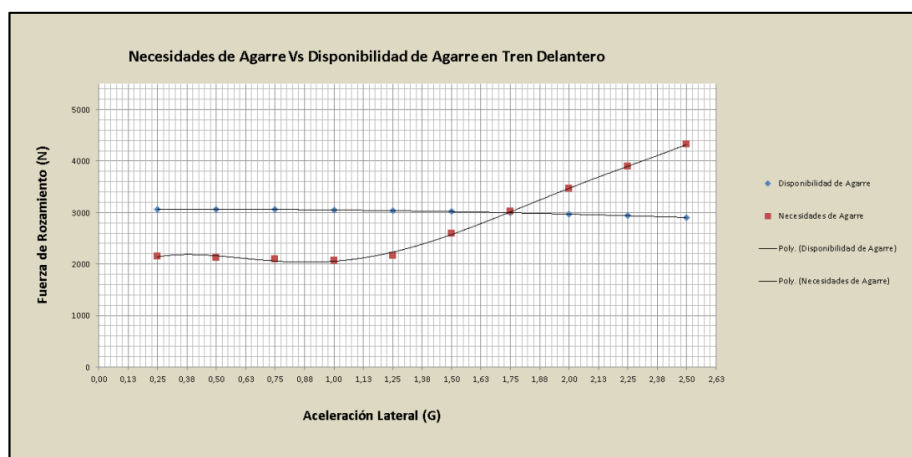
Vemos como va produciéndose una aproximación entre la tendencia que sigue el reparto de agarre necesario con el reparto que se produce del agarre disponible, el cual viene asociado al reparto de fuerzas normales en cada rueda. Este mayor acercamiento que se produce hará que aprovechemos mejor el agarre disponible y, aunque ésta no sea suficiente para aumentar la aceleración lateral que nuestro vehículo es capaz de soportar sin deslizar, si que sienta las bases de la mejora que queremos producir en la respuesta de nuestro monoplaza ante este tipo de situación.

Veamos lo que sucede desde un punto de vista cuantitativo.

### Diferencias cuantitativas:

Como hemos visto en las tablas anteriores, correspondientes a los resultados obtenidos en cada prueba, el vehículo sigue deslizando desde muy temprano, y esto se debe a que estos cambios realizados no afectan de manera cuantitativa en la prueba. Esto lo podemos ver representado en las siguientes gráficas, comenzando por el estado actual para facilitar la extracción de conclusiones:

### Estado Actual:



**FIGURA 7.40:** NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN DELANTERO ( SITUACIÓN ACTUAL)

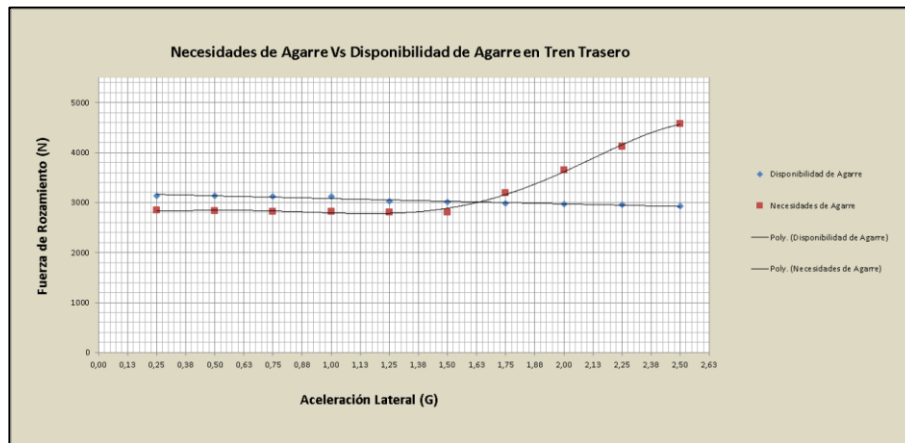


FIGURA 7.41: NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN TRASERO ( SITUACIÓN ACTUAL)

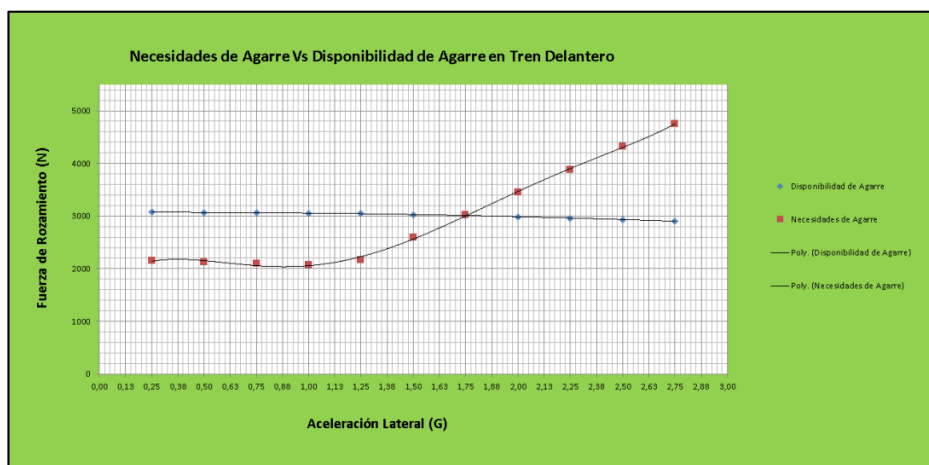
**Prueba 1:**

FIGURA 7.42: NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN DELANTERO ( PRUEBA 1)

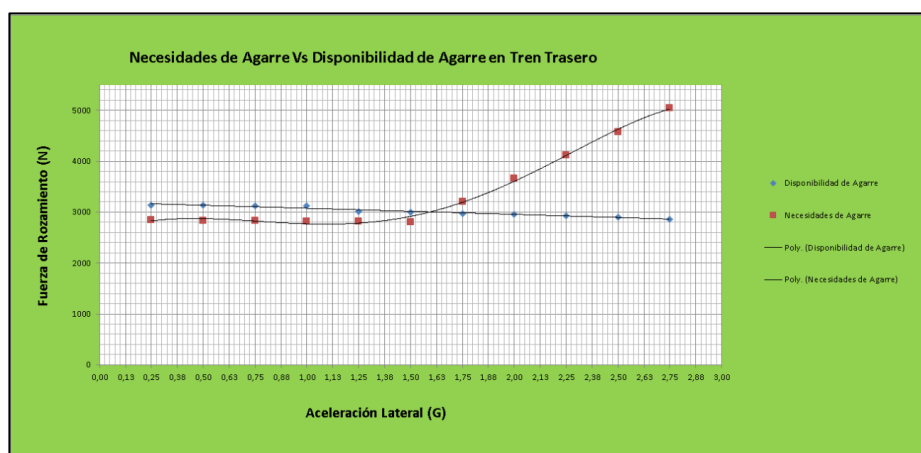
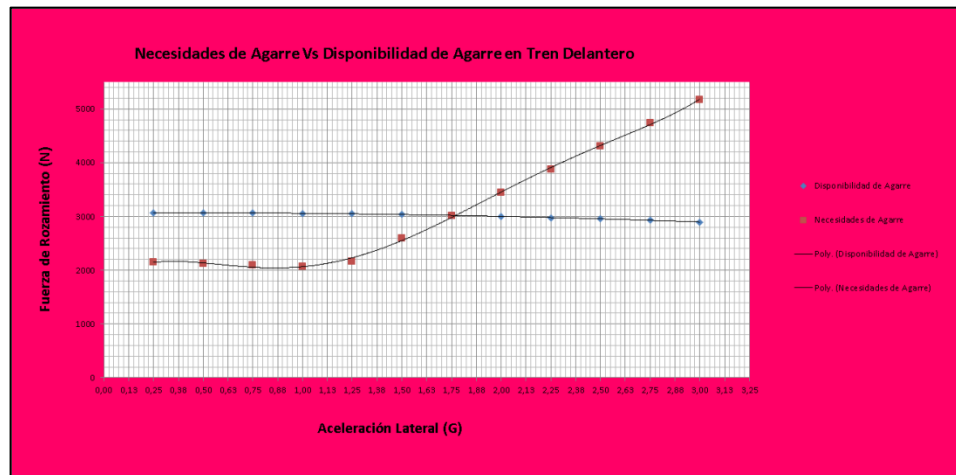
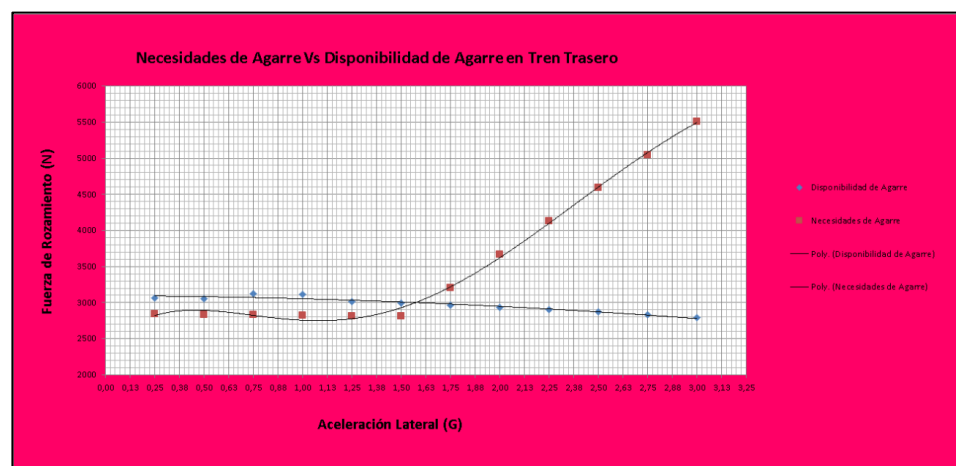


FIGURA 7.43: NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN TRASERO ( PRUEBA 1)



**Prueba 2:****FIGURA 7.44:** NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN DELANTERO ( PRUEBA 2 )**FIGURA 7.45:** NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN TRASERO ( PRUEBA 2 )

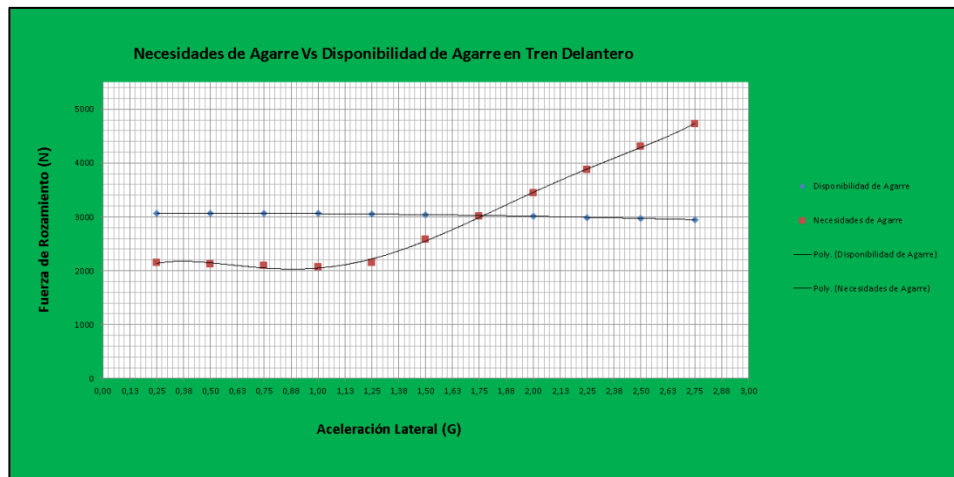
**Prueba 3:**

FIGURA 7.46: NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN DELANTERO ( PRUEBA 3 )

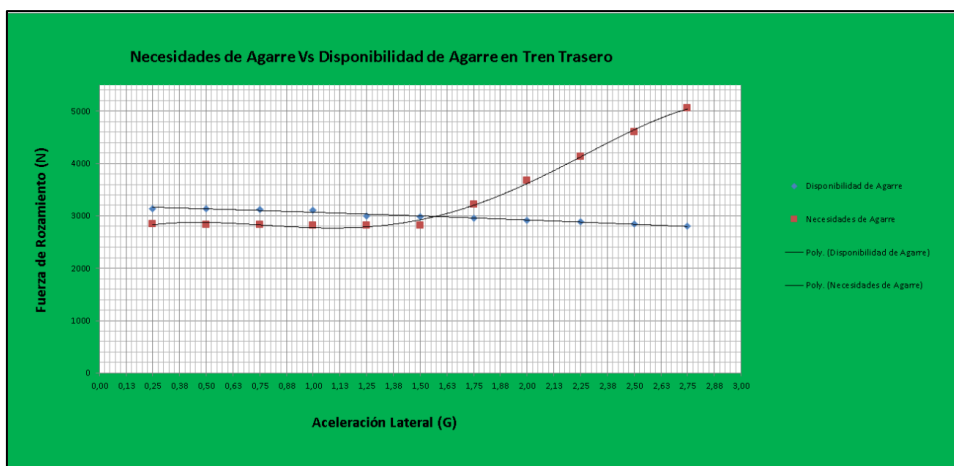


FIGURA 7.47: NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN DELANTERO ( PRUEBA 3 )

Tal y como hemos observado en las gráficas que nos aportan información sobre el aspecto cuantitativo de esta prueba, en cuanto al nivel de adherencia se refiere, podemos observar que no se han producido cambios. En el eje trasero el margen entre disponibilidad y necesidades sigue siendo muy bajo y nuestro reparto cualitativo no mejora lo suficiente como para evitar el prematuro deslizamiento del vehículo. Aún así, no podemos olvidar que ahora, es la rueda interior trasera la primera en perder el contacto con el asfalto cuando el vehículo se somete a una alta aceleración lateral, lo que a diferencia de lo visto antes, hará más difícil que se produzca la pérdida de la dirección, una mejora que no podemos pasar por alto.

Con el fin de disminuir las necesidades de agarre en este eje posterior, aumentaremos la dureza de los muelles, ya que esto disminuirá el excesivo balanceo que se produce.

### **Cambio de la dureza de los Muelles:**

Este cambio de dureza, el aumento en concreto, nos afecta fundamentalmente al balanceo del vehículo, en una reducción de éste mas concretamente. Y esto mismo podría ser conseguido siguiendo otros métodos como podría ser trabajando sobre la geometría de nuestra suspensión, ya que con pequeños cambios de posición de nuestros amortiguadores o ángulos de accionamiento de éstos, podemos modificar el modo en que trabajan.

En nuestro caso, no vamos a entrar en este tipo de variaciones, ya que sale fuera del alcance de este proyecto. Es por ello que traduciremos esta disminución del balanceo de nuestros ejes en un aumento de la dureza de los muelles empleados, hasta conseguir un comportamiento que podamos dar por satisfactorio.

Nos centraremos principalmente en ver cómo afecta de manera cuantitativa esta disminución del balanceo en lo que al agarre disponible y agarre necesario que tenemos en cada uno de los trenes de rodadura se refiere.

Como hemos visto con anterioridad, el problema fundamental que hacía a nuestro vehículo deslizar desde muy temprano y nos impedía un análisis del chasis a un alto nivel de carga, era unas necesidades de agarre excesivas en la parte trasera, por lo que nos centraremos en revertir esto principalmente.



**FIGURA 7.48:** LA DUREZA DE LOS MULLES INFLUYE EN EL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE UN VEHÍCULO

La posición de los centros de balanceo tiene una influencia notable en lo que ocurre cuando el vehículo toma una curva, si bien en automóviles de calle suele dársele una importancia secundaria y, por lo general, su modificación suele ser un efecto no buscado del cambio de altura de la carrocería asociado a la instalación de unos muelles más cortos y rígidos (en cuyo caso los centros de balanceo también bajan)

De nuevo, lo que importa es la altura relativa entre los centros de balanceo de los dos ejes. Rebajar la altura de uno de ellos respecto al otro tiende a aumentar la adherencia de ese eje y a disminuirla en el eje contrario.

Esto es así por lo siguiente: si descendemos el centro de balanceo de un eje, aumentamos la diferencia de carga que produce balanceo y, en consecuencia, disminuimos la diferencia de carga que no produce balanceo. Pero ese aumento de balanceo tiene efecto en los dos ejes, no solo en el que se ha rabajado el eje de balanceo .

Por tanto, la diferencia de carga en el eje que se ha modificado acaba siendo menor, porque parte de esa diferencia ocurre en el eje contrario.

Dado que, cuanto menor es la diferencia de carga en un eje mayor es su adherencia, bajar el centro de balanceo en un eje aumenta la adherencia en ese eje, en la misma proporción que disminuye en el eje contrario (en el que aumenta la diferencia de carga)



FIGURA 7.49: EL EXCESIVO BALANCEO D EN CURVA DEL MERCEDES CLASE A (1997)

Cabe decir que, en la práctica, tan importante o más como la posición de los centros de balanceo en estático, es el modo en que estos se desplazan conforme las suspensiones hacen su trabajo. El control de este detalle proporciona otro factor de decisión sobre las reacciones del coche en una curva, si bien esto suele ser un parámetro mucho más importante en competición que en vehículos de calle. No obstante, tanto en unos como en otros, un criterio general es que los centros de balanceo tengan un movimiento limitado y, en cualquier caso, acompasado entre ambos ejes. Lo contrario sería sentido por el piloto como un comportamiento errático y poco predecible, lo que le restaría confianza.

La representación visual de la diferencia de carga sobre las ruedas es el balanceo de la carrocería.

Estamos acostumbrados a que, cuando un coche gira, se balancee hacia el exterior de la curva. Los elementos elásticos (muelles, estabilizadoras) comunican buena parte de esta diferencia a las ruedas, y al hacerlo, se deforman, dando lugar al balanceo.

Aunque el balanceo es un efecto de la diferencia de carga dinámica, no se puede concluir que un balanceo nulo implica que no hay diferencia de carga. En los coches dotados de algún sistema de suspensión que anule el balanceo hasta cierto punto, o en un kart, hay diferencia de carga dinámica aunque no se produzca balanceo. Si se emplearan muelles infinitamente rígidos el balanceo se anularía, pero la transferencia de carga no sólo seguiría existiendo, sino que sería prácticamente igual.

También es erróneo considerar que un balanceo elevado implique una estabilidad deficiente. Desde el punto de vista de la transferencia de cargas el balanceo es irrelevante, puesto que la transferencia de carga viene definida fundamentalmente por la masa del vehículo, la posición del centro de gravedad, y las vías o anchura de los ejes.

A partir de ahí, unos muelles o unas estabilizadoras más flexibles permitirán que la carrocería se balancee más, por la sencilla razón de que esos elementos elásticos necesitan sufrir una deformación mayor para generar las mismas fuerzas compensatorias que otros más rígidos. Pero las cargas sobre los neumáticos serán muy similares, y por tanto la adherencia total proporcionada.

Los motivos por los que el balanceo debe no obstante mantenerse dentro de unos niveles contenidos son dos: por un lado, que la carrocería balancee mucho implica que tardará mucho tiempo en asentarse al tomar una curva. Aunque una vez asentado el coche será capaz de generar una aceleración lateral similar a la que tendría si balanceara poco, puede darle un tacto lento y torpe al vehículo en transitorios, en especial en maniobras alternas como al trazar curvas enlazadas o un doble cambio de carril violento.

Por otro lado, cuando la carrocería se balancea, las suspensiones del lado exterior se comprimen y las del interior se extienden.

Cuanto más se balancee, mayores serán los recorridos experimentados por la suspensión, y conseguir que las suspensiones mantengan una adecuada caída de las ruedas en un rango muy grande de movimiento es difícil. Si la rueda no está correctamente apoyada su adherencia se verá reducida. Éste es el único motivo por el que se puede asumir que un balanceo excesivo puede reducir la velocidad a la que un vehículo es capaz de trazar una curva. Además de determinar el balanceo que experimentará la carrocería, los muelles y estabilizadoras instalados en cada uno de los ejes determinarán cómo se repartirán entre ellos el trabajo de resistir el balanceo generado por la fuerza centrífuga.

Plantearemos dos situaciones. En la primera de ella, valoraremos los resultados que se extraen tras doblar la constante elástica de los muelles de ambos trenes, y en una segunda configuración, triplicaremos este valor. Analizaremos esto, tanto desde un punto de vista cuantitativo como cualitativo, comenzando por exponer primeramente las tablas de datos obtenidas:

Aumentando la Dureza de los muelles x 2 ; Traseros(160) y Delantero(400) ( Estabilizadoras Configuración "Prueba 3")										Resultados para graficas			
ACELERACIÓN LATERAL	ACELERACIÓN VERTICAL	ACELERACIÓN LONGITUDINAL		TREN DELANTERO		TREN TRASERO		Tren Delantero :		Tren Trasero :			
				RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR	RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR						
0,250	10	0 0	FUERZA NORMAL	1809	889,32	913,81	740,89	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :		1415,92	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :		1754,62
			FUERZA ROZAMIENTO	924,06	481,86	1106,1	646,52	% Necesario Tren Delantero :		44,6583859	% Necesario Tren Trasero :		55,34136141
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	65%	35%	63,04%	36,96%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :		3075,52804	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :		3063,797692
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mbx.)	1625,345632	1446,182872	1681,772815	1382,024877	% Máx disponible Tren Delantero :		50,06380246	% Máx disponible Tren Trasero :		49,93699754
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	52%	47%	54,89%	45,11%	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :		1385,78	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :		1750,31
0,500	10	0 0	FUERZA NORMAL	1087,6	682,26	1093,8	655,58	% Necesario Tren Delantero :		44,18014511	% Necesario Tren Trasero :		55,8105489
			FUERZA ROZAMIENTO	1123,2	292,58	1234,7	415,51	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :		3071,190543	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :		3052,840178
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	81%	19%	76,20%	23,74%	% Máx disponible Tren Delantero :		50,14981523	% Máx disponible Tren Trasero :		49,85018477
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mbx.)	1711,733471	1359,457072	1821,191329	1231,64975	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :		1375,608	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :		1765,9
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	56%	44%	59,66%	40,34%	% Necesario Tren Delantero :		43,78802848	% Necesario Tren Trasero :		56,29197152
0,750	10	0 0	FUERZA NORMAL	1126,2	775,18	1088,7	565,24	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :		3063,1397	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :		3036,659154
			FUERZA ROZAMIENTO	1121,3	31,108	1163,2	102,7	% Máx disponible Tren Delantero :		50,26580113	% Máx disponible Tren Trasero :		49,73401887
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	96%	2%	89,54%	10,46%	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :		1375,608	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :		1765,9
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mbx.)	1797,242216	1271,897484	1958,125477	1078,533677	% Necesario Tren Delantero :		46,2048086	% Necesario Tren Trasero :		53,79519134
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	59%	41%	64,46%	35,54%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :		3065,1397	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :		3036,659154
1,000	10	0 0	FUERZA NORMAL	1184,8	718,12	1173,5	482,89	% Máx disponible Tren Delantero :		50,26580113	% Máx disponible Tren Trasero :		49,73401887
			FUERZA ROZAMIENTO	1521,4	155,97	1751,7	50,21	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :		1375,608	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :		1765,9
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	89%	11%	92,27%	7,73%	% Necesario Tren Delantero :		46,2048086	% Necesario Tren Trasero :		53,79519134
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mbx.)	1881,871867	1183,516669	2092,236084	922,6411969	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :		3065,1397	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :		3036,659154
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	61%	39%	69,40%	30,60%	% Máx disponible Tren Delantero :		50,45193497	% Máx disponible Tren Trasero :		49,54806503
1,250	10	0 0	FUERZA NORMAL	1243,4	661,05	1258,9	396,54	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :		1375,608	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :		1765,9
			FUERZA ROZAMIENTO	1726,5	425,24	2020,2	203,12	% Necesario Tren Delantero :		46,2048086	% Necesario Tren Trasero :		53,79519134
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	80%	20%	92,27%	7,73%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :		3065,1397	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :		3036,659154
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mbx.)	1965,422424	1094,292451	2223,686005	763,969653	% Máx disponible Tren Delantero :		50,59725604	% Máx disponible Tren Trasero :		49,40274396
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	64%	36%	74,43%	25,57%	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :		1375,608	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :		1765,9
1,500	10	0 0	FUERZA NORMAL	1302	603,99	1345,1	310,19	% Necesario Tren Delantero :		46,2048086	% Necesario Tren Trasero :		53,79519134
			FUERZA ROZAMIENTO	1915,6	654,52	2246,0	516,03	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :		3065,1397	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :		3036,659154
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	75%	25%	92,27%	7,73%	% Máx disponible Tren Delantero :		50,81299894	% Máx disponible Tren Trasero :		49,18700106
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mbx.)	2048,493888	1004,247698	2352,475242	692,5797083	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :		1375,608	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :		1765,9
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	67,10%	32,90%	79,61%	20,39%	% Necesario Tren Delantero :		46,2048086	% Necesario Tren Trasero :		53,79519134
1,750	10	0 0	FUERZA NORMAL	1368,6	546,92	1428	223,84	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :		3062,49	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :		1765,9
			FUERZA ROZAMIENTO	2118,7	883,79	2477,3	748,94	% Necesario Tren Delantero :		46,2048086	% Necesario Tren Trasero :		53,79519134
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	72%	28%	92,27%	7,73%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :		3043,839508	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :		3017,161096
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mbx.)	2136,486258	913,9332497	2476,75096	408,4136761	% Máx disponible Tren Delantero :		51,06255317	% Máx disponible Tren Trasero :		48,93744683
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	70%	30%	84,97%	15,03%	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :		1375,608	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :		1765,9
2,000	10	0 0	FUERZA NORMAL	1419,1	489,85	1512,8	137,5	% Necesario Tren Delantero :		46,2048086	% Necesario Tren Trasero :		53,79519134
			FUERZA ROZAMIENTO	2317,9	1113,1	2705,8	981,85	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :		3043,839508	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :		3017,161096
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	68%	32%	79%	21%	% Máx disponible Tren Delantero :		51,34992749	% Máx disponible Tren Trasero :		48,65007251
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mbx.)	2311,461864	821,6250131	2692,21569	272,5923438	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :		1375,608	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :		1765,9
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	74%	26%	96,55%	3,45%	% Necesario Tren Delantero :		46,15054962	% Necesario Tren Trasero :		53,84945038
2,250	10	0 0	FUERZA NORMAL	1477,7	432,79	1597,6	51,147	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :		3038,378827	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :		3024,621173
			FUERZA ROZAMIENTO	2517	1141,3	2934,3	1214,8	% Máx disponible Tren Delantero :		51,47601367	% Máx disponible Tren Trasero :		48,52398633
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	65%	35%	71%	29%	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :		1375,608	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :		1765,9
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mbx.)	2391,837847	729,0793804	2723,819734	131,8108072	% Necesario Tren Delantero :		46,15054962	% Necesario Tren Trasero :		53,84945038
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	76%	24%	96,40%	3,60%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :		3038,378827	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :		3024,621173
2,500	10	0 0	FUERZA NORMAL	1536,3	375,72	1692,5	-15,205	% Máx disponible Tren Delantero :		51,47601367	% Máx disponible Tren Trasero :		48,52398633
			FUERZA ROZAMIENTO					Fr necesaria en Tren Delantero (N) :			Fr necesaria en Tren Trasero (N) :		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO					% Necesario Tren Delantero :			% Necesario Tren Trasero :		
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mbx.)					Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :			Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL					% Máx disponible Tren Delantero :			% Máx disponible Tren Trasero :		
			FUERZA NORMAL					Fr necesaria en Tren Delantero (N) :			Fr necesaria en Tren Trasero (N) :		
			FUERZA ROZAMIENTO					% Necesario Tren Delantero :			% Necesario Tren Trasero :		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO					Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :			Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :		
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mbx.)					% Máx disponible Tren Delantero :			% Máx disponible Tren Trasero :		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL					Fr necesaria en Tren Delantero (N) :			Fr necesaria en Tren Trasero (N) :		
			FUERZA NORMAL					Fr necesaria en Tren Delantero (N) :			Fr necesaria en Tren Trasero (N) :		
			FUERZA ROZAMIENTO					% Necesario Tren Delantero :			% Necesario Tren Trasero :		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO					Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :			Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :		
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Mbx.)					% Máx disponible Tren Delantero :			% Máx disponible Tren Trasero :		
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL					Fr necesaria en Tren Delantero (N) :			Fr necesaria en Tren Trasero (N) :		

**Tabla 7.10:** Estudio de distribución de agarre en paso por curva (configuración Prueba 3 ) duplicando la dureza de los muelles.

Aumentando la Dureza de los muelles x 3 ; Traseros(250) y Delantero(600) ( Estabilizadoras Configuración "Prueba 3")								Resultados para gráficas			
ACELERACIÓN LATERAL	ACELERACIÓN VERTICAL	ACELERACIÓN LONGITUDINAL		TREN DELANTERO		TREN TRASERO		Tren Delantero :		Tren Trasero :	
				RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR	RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR				
0,25G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1001,1	897,96	927,68	783,44	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	1368,22	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	1395,85
			FUERZA ROZAMIENTO	799,1	369,12	907,65	446	% Necesario Tren Delantero :	46,28319549	% Necesario Tren Trasero :	53,71681451
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	68%	32%	66,96%	33,04%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3072,512915	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3063,512983
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1613,632245	1457,88067	1696,150816	1367,362167	% Máx. disponible Tren Delantero :	50,96519884	% Máx. disponible Tren Trasero :	49,93480116
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	5,9%	47%	55,97%	44,03%				
0,5G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1052,9	846,58	1078	439,85	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	1137,11	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	1393,81
			FUERZA ROZAMIENTO	997,46	139,65	1136,8	215,01	% Necesario Tren Delantero :	45,68688427	% Necesario Tren Trasero :	54,31311573
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	88%	12%	84,09%	15,91%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3072,457298	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3051,489516
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1690,145404	1181,111895	1847,526	1283,959516	% Máx. disponible Tren Delantero :	50,16308974	% Máx. disponible Tren Trasero :	49,83691026
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	5,9%	48%	60,55%	39,45%				
0,75G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1104,7	796,11	1132,2	546,27	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	1285,638	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	1383,362
			FUERZA ROZAMIENTO	997,46	139,65	1136,8	215,01	% Necesario Tren Delantero :	46,16130966	% Necesario Tren Trasero :	51,83869034
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	93%	7%	96,70%	3,30%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3070,077788	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3032,891046
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1765,973652	1304,106135	1995,557065	1037,333981	% Máx. disponible Tren Delantero :	50,38466108	% Máx. disponible Tren Trasero :	49,61533892
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	5,9%	42%	65,80%	34,20%				
1G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1136,5	745,63	1204,5	452,68	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	1713,48	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	1845,77
			FUERZA ROZAMIENTO	1194,2	315,29	1194,9	250,37	% Necesario Tren Delantero :	48,14274857	% Necesario Tren Trasero :	51,85925143
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	83%	19%	86,40%	13,60%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3067,343788	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	3008,646205
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1843,110992	1226,232786	2148,538254	867,4499513	% Máx. disponible Tren Delantero :	50,487998	% Máx. disponible Tren Trasero :	49,512002
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	6,0%	48%	71,16%	28,84%				
1,25G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1208,3	695,16	1296,8	359,1	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2143,22	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2307,77
			FUERZA ROZAMIENTO	1292,5	548,72	1323,9	483,37	% Necesario Tren Delantero :	48,12826886	% Necesario Tren Trasero :	51,87177314
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	74%	26%	79%	21%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3063,286152	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2976,631036
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1915,563422	1147,72273	2282,487306	694,3437902	% Máx. disponible Tren Delantero :	50,71567416	% Máx. disponible Tren Trasero :	49,28432584
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	6,3%	37%	76,68%	23,32%				
1,5G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1260,1	644,68	1389	245,51	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2563,13	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	2769,76
			FUERZA ROZAMIENTO	1791,9	778,23	2052,9	316,96	% Necesario Tren Delantero :	48,12105138	% Necesario Tren Trasero :	51,87894862
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	70%	30%	74,11%	25,89%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3057,873788	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2935,053936
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	1989,328943	1068,544825	2421,079615	517,9783214	% Máx. disponible Tren Delantero :	50,99067254	% Máx. disponible Tren Trasero :	49,00932746
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	65,86%	25%	82,38%	17,62%				
1,75G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1311,8	594,21	1483,3	171,91	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	2987	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	3228,75
			FUERZA ROZAMIENTO	1989,9	1087,27	2281,9	340,35	% Necesario Tren Delantero :	48,11553302	% Necesario Tren Trasero :	51,88446698
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	66%	34%	70,61%	29,39%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3050,99759	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2895,055221
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2062,267137	988,7904529	2556,668807	338,3914139	% Máx. disponible Tren Delantero :	51,31130999	% Máx. disponible Tren Trasero :	48,6869001
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	6,8%	32%	80,31%	19,69%				
2G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1363,6	543,74	1579,6	76,341	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :	3403,8	Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	3693,7
			FUERZA ROZAMIENTO	2187,6	1237,2	2310,8	3182,9	% Necesario Tren Delantero :	48,11125539	% Necesario Tren Trasero :	51,88874461
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	64%	36%	69%	31%	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :	3042,924157	Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	2844,64646
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2134,640165	908,263992	2689,099862	195,5483972	% Máx. disponible Tren Delantero :	51,68386683	% Máx. disponible Tren Trasero :	48,31613317
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	70%	36%	94,53%	5,47%				
2,25G	1G	0G	FUERZA NORMAL	1415,4	493,26	1665,9	15,244	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :		Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	
			FUERZA ROZAMIENTO					% Necesario Tren Delantero :		% Necesario Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO					Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :		Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)					% Máx. disponible Tren Delantero :		% Máx. disponible Tren Trasero :	
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL								
			FUERZA NORMAL								
			FUERZA ROZAMIENTO								
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO								
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)								
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL								
			FUERZA NORMAL								
			FUERZA ROZAMIENTO								
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO								
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)								
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL								
			FUERZA NORMAL								
			FUERZA ROZAMIENTO								
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO								
			FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)								
			REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL								

Tabla 7.11: Estudio de distribución de agarre en paso por curva (configuración Prueba 3 )triplicada la dureza de los muelles.



### Análisis cuantitativo:

En un primer instante, vamos a analizar desde un punto de vista cuantitativo las repercusiones de nuestras modificaciones. Mostraremos en primer lugar estas consecuencias por separado para observar mejor las diferencias, y luego posteriormente uniremos ambas .

Algo que debe ser advertido en un primer momento es que no estamos generando agarre, es decir, la cantidad de agarre disponible sigue siendo la misma que la que existía previo a esta modificación. Es la distribución y evolución de necesadidas entre ejes donde se centrarán nuestras miradas.

### Doblando la dureza:

- Tren delantero:

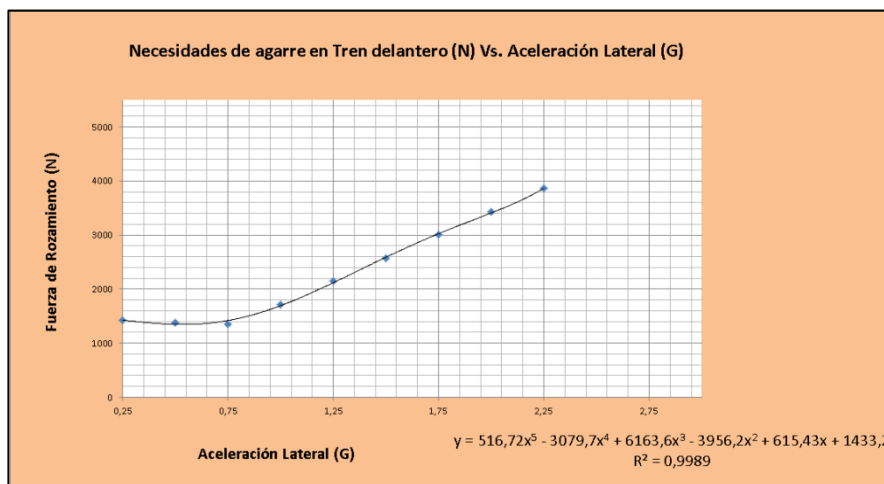


FIGURA 7.50: NECESIDADES DE AGARRE EN TREN DELANTERO VS ACELERACIÓN LATERAL

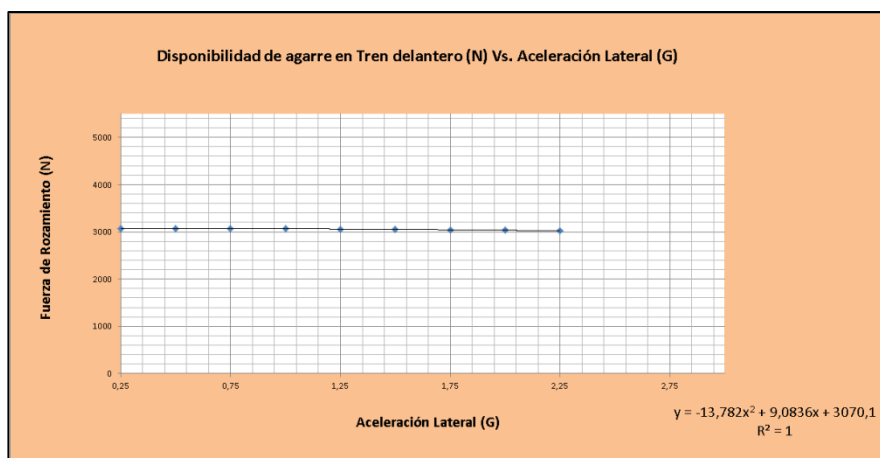


FIGURA 7.51: DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN DELANTERO VS ACELERACIÓN LATERAL

- Tren Trasero:

Es en este eje donde observamos los mayores cambios, viendo como las necesidades de agarre evolucionan siguiendo un polinomio cúbico al igual que antes, pero con una diferencia. Antes, nuestro agarre partía de algo menos de 3000N para acabar superando unas necesidades de 4500N. Ahora, podemos apreciar que estos valores han descendido, comenzando algo por debajo de los 2000N y superando levemente al final de la prueba los 4000N.

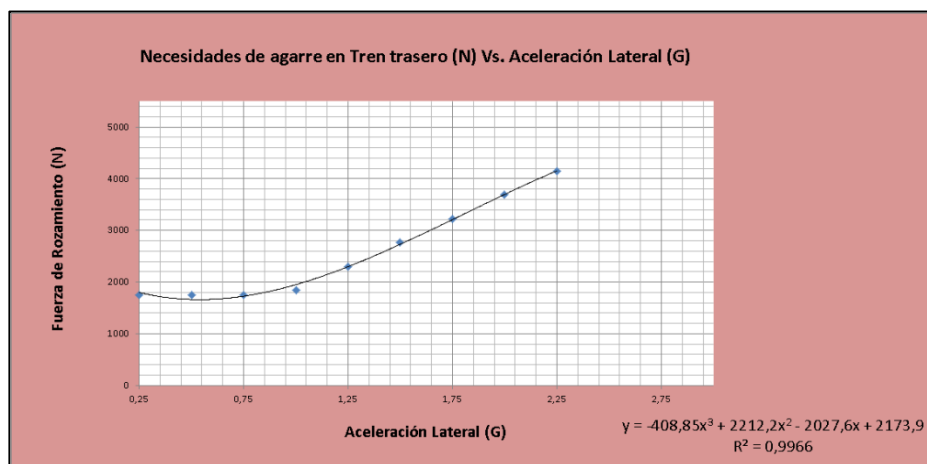


FIGURA 7.52: NECESIDADES DE AGARRE EN TREN TRASERO VS ACELERACIÓN LATERAL

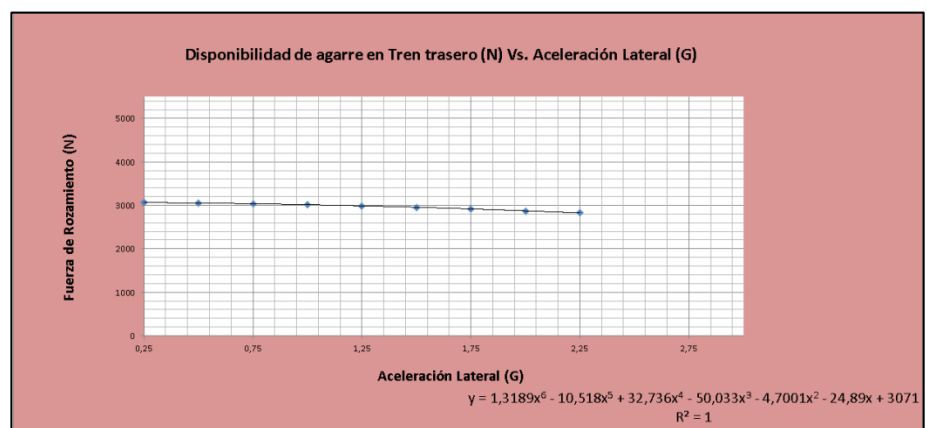


FIGURA 7.53: DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN TRASERO VS ACELERACIÓN LATERAL

**Resultados:**

Pasemos a comparar conjuntamente lo visto con anterioridad.

- Límite de agarre en tren delantero:

El límite de agarre disponible en el tren delantero nos llega a 1,75G, muy similar a lo que teníamos antes, solo que con una diferencia, nuestro margen entre necesidades y disponibilidad mejora.

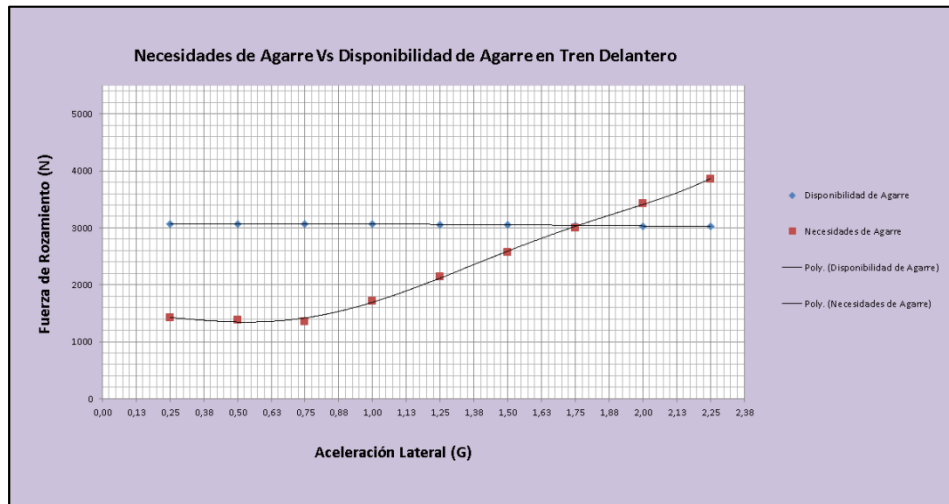


FIGURA 7.54: NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN DELANTERO (DOBLANDO LA DUREZA)

- Límite de agarre en tren trasero:

Podemos apreciar grandes mejoras si observamos la gráfica correspondiente al tren trasero. Aumenta nuestro margen de seguridad con el agarre disponible, lo que, como vimos en la tabla de datos, unido a un mejor aprovechamiento de éste, hace que nuestro vehículo sea capaz de mantenerse en pista sin deslizar mas allá de una aceleración lateral de 1.5G

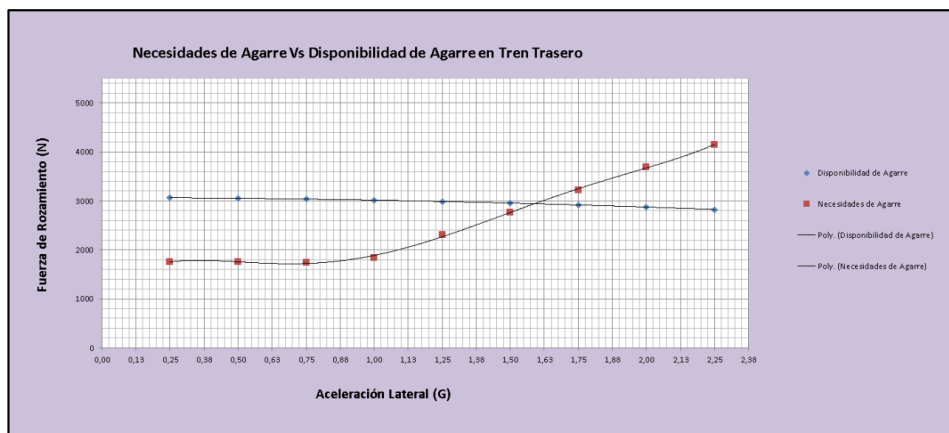


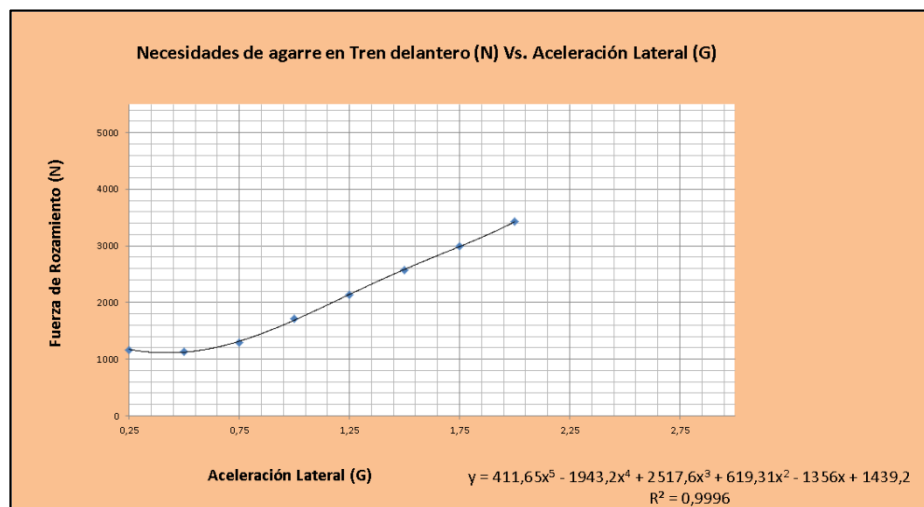
FIGURA 7.55: NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN TRASERO (DOBLANDO LA DUREZA)

**Triplicando la dureza:**

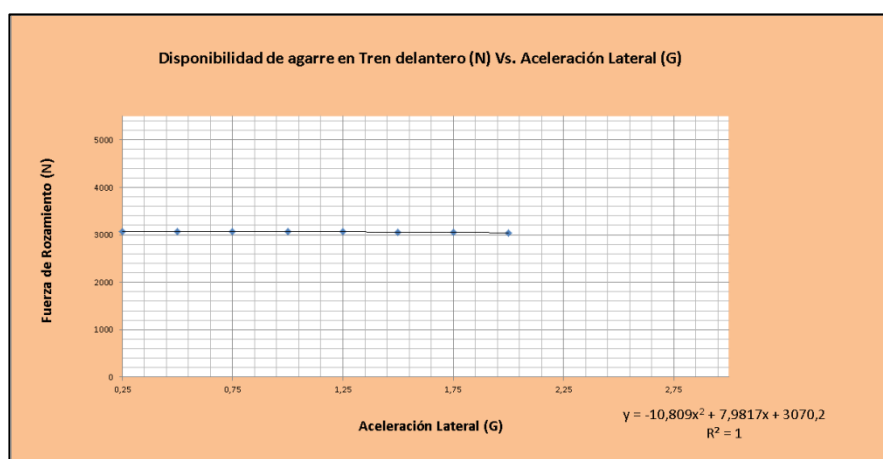
Analicemos a continuación lo que sucede cuando triplicamos la dureza, algo que como vimos en la tabla que se presentó al principio, no consigue resultados tan buenos como los obtenidos doblándola.

El problema, en este caso, no es cuantitativo. Lo veremos a continuación:

- **Tren delantero:**



**FIGURA 7.56:** NECESIDADES DE AGARRE EN TREN DELANTERO VS ACELERACIÓN LATERAL



**FIGURA 7.57:** DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN DELANTERO VS ACELERACIÓN LATERAL

- Tren Trasero:

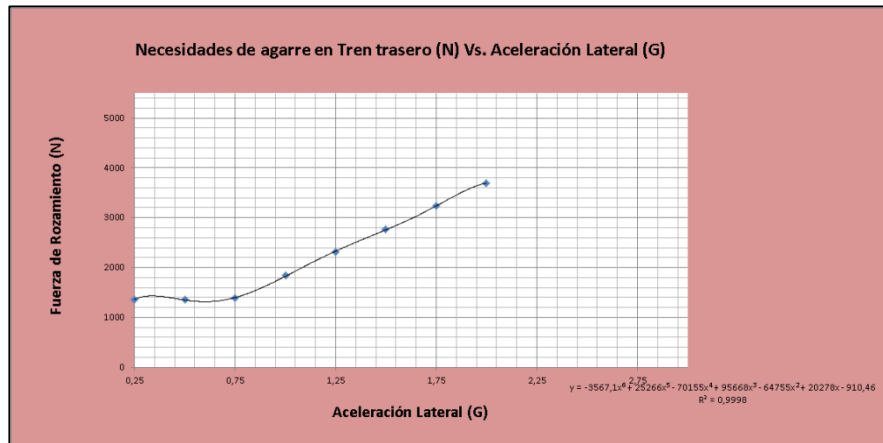


FIGURA 7.58: NECESIDADES DE AGARRE EN TREN TRASERO VS ACELERACIÓN LATERAL

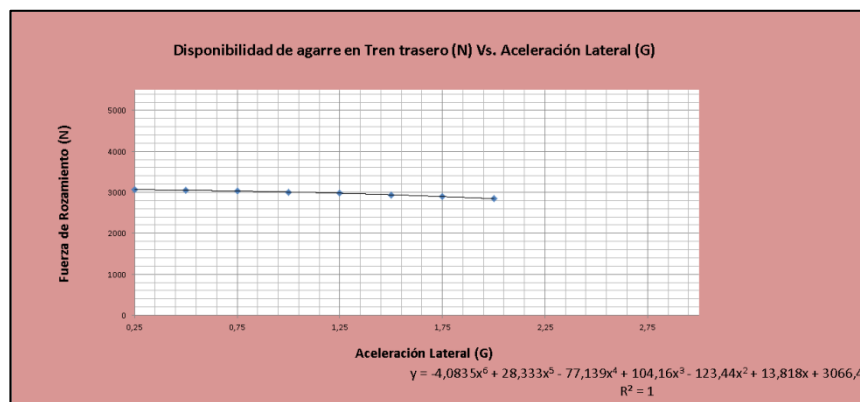


FIGURA 7.59: DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN TRASERO VS ACELERACIÓN LATERAL

Podemos observar como norma general para ambos trenes cómo la adherencia que se genera continúa invariable, pero a la vez nuestras necesidades bajan.

En unas gráficas que muestren esto conjuntamente lo apreciaremos mucho mejor.

**Resultados:**

Como vamos a ver a continuación, reflejado en las gráficas que aquí se presentan, los puntos de cruce de ambas distribuciones continúan siendo un valor muy similar. Sin embargo, vemos como cambia la distribución de necesidades de manera que tiende a ser similar en ambos ejes.

- Límite de agarre en tren delantero:

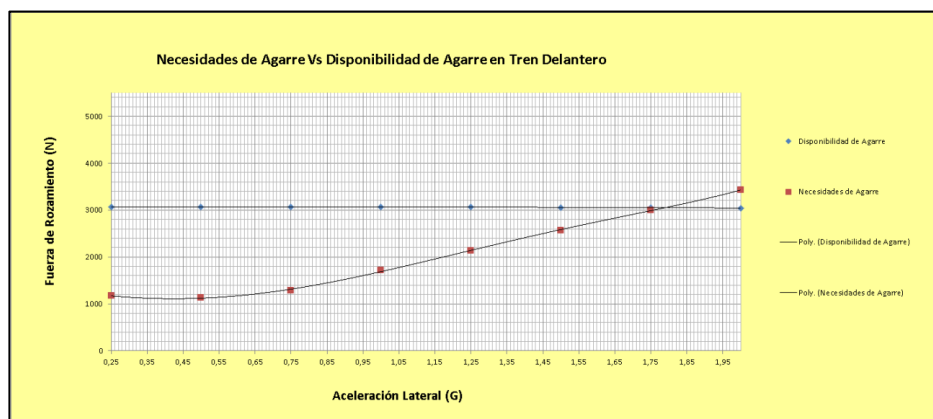


FIGURA 7.60: NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN DELANTERO (TRIPLICANDO LA DUREZA)

En el tren delantero, el margen de seguridad es muy amplio y en el trasero, que podemos ver a continuación, se produce la misma situación.

- Límite de agarre en tren trasero:

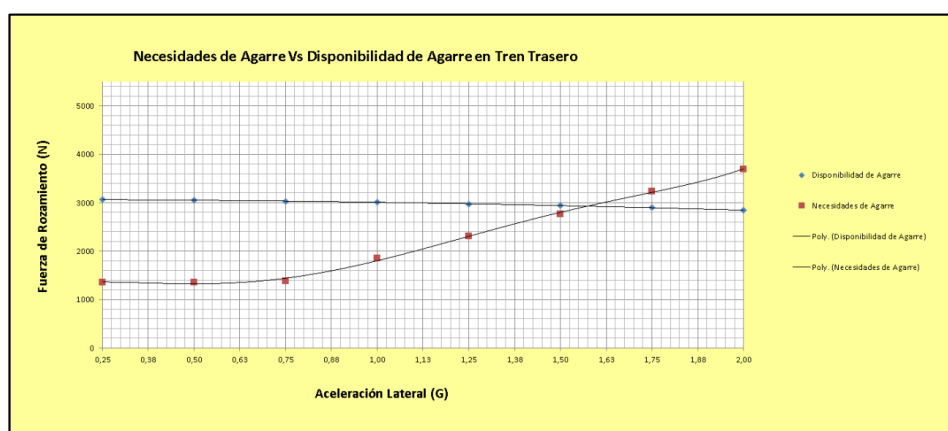


FIGURA 7.61: NECESIDADES VS DISPONIBILIDAD DE AGARRE EN TREN TRASERO (TRIPLICANDO LA DUREZA)

A pesar del aumento del margen de seguridad en cuanto a adherencia se refiere en ambos ejes, no podemos concluir que un aumento tan elevado de la dureza de los muelles que conforman nuestros sistemas de suspensión haya traducido en un paso por curva más rápido.

Como vimos en la tabla de resultados que se presentó al comienzo, se produce con esta configuración una excesiva necesidad de agarre en las ruedas interiores, lo que nos hace pensar que hemos llegado a un nivel de dureza excesiva, ya que hemos revertido lo que sucedía antes sin traducirse ello en ninguna mejora.

Previo a estas modificaciones que atienden a la dureza de los muelles, concluíamos que un excesivo balanceo nos estaba produciendo una mala distribución de las fuerzas de fricción en dirección lateral, enviando una excesiva demanda a las ruedas exteriores. Aquí podemos ver como la situación contraria hará que este excesivo agarre se demande a las ruedas interiores, siendo las primeras en deslizar pese a disponer de agarre suficiente como para que esto no ocurra.

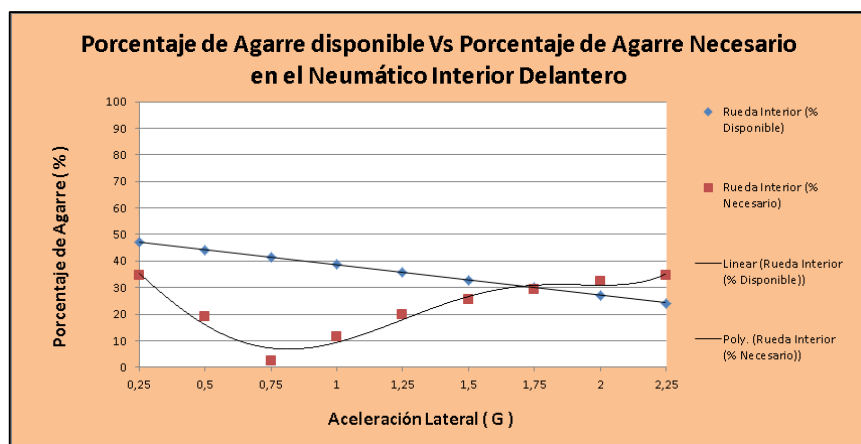
Analicemos a continuación los cambios producidos en lo que se refiere a la distribución de agarre entre neumáticos de un mismo eje.

### **Análisis cualitativo:**

En las siguientes gráficas podremos apreciar principalmente una diferencia entre las dos configuraciones estudiadas, y es que en la situación de mayor dureza de éstos, de entre nuestra demanda, el porcentaje de agarre que se requiere en la ruedas exteriores disminuye, a la vez que aumenta el necesitado en las interiores, lo que provoca el deslizamiento.

### **Doblando la dureza:**

- Tren delantero:



**FIGURA 7.62:** AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR DELANTERO

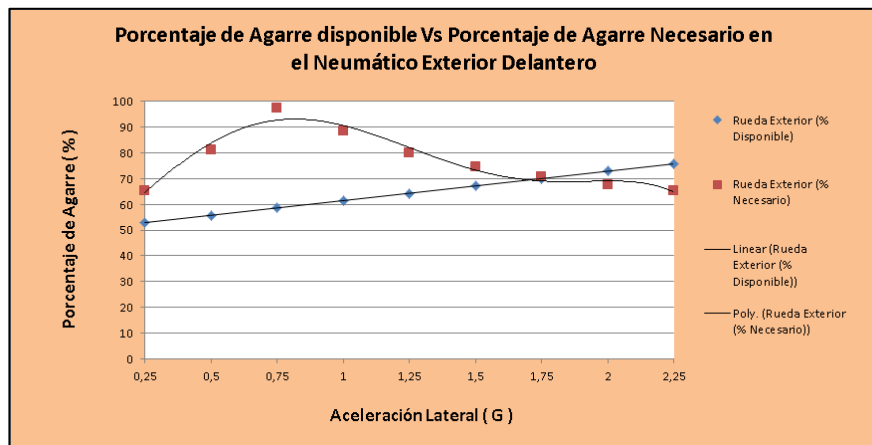


FIGURA 7.63: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO EXTERIOR DELANTERO

- Tren Trasero:

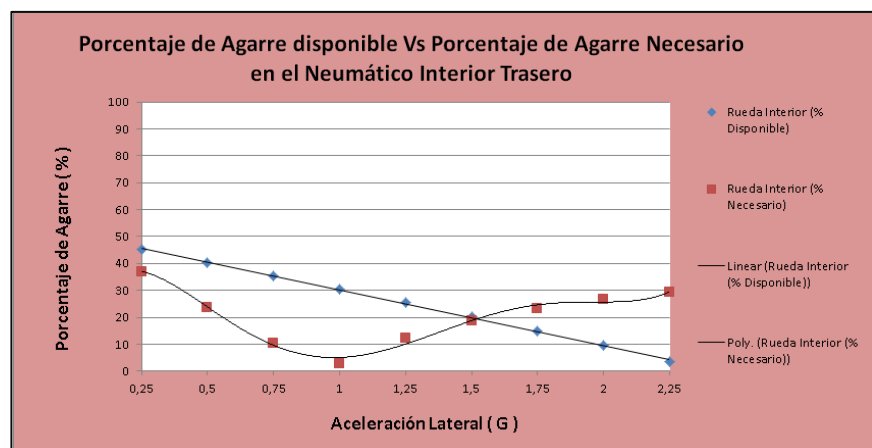


FIGURA 7.64: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR TRASERO

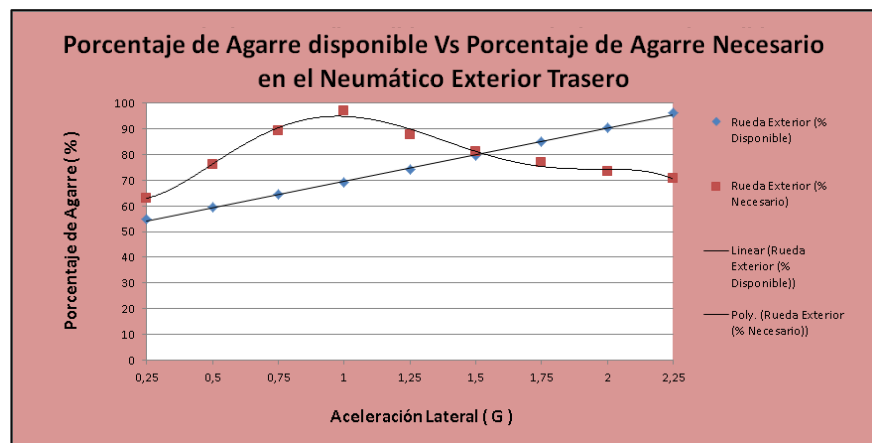


FIGURA 7.65: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO EXTERIOR TRASERO



**Triplicando la dureza:**

- Tren delantero:

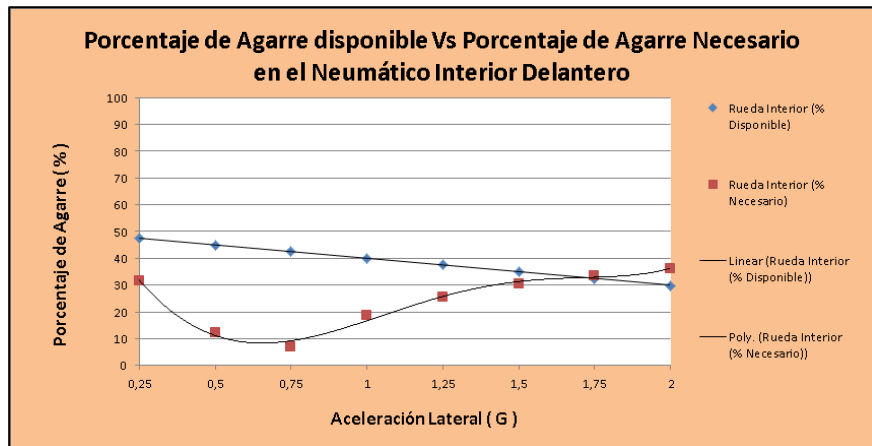


FIGURA 7.66: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR DELANTERO

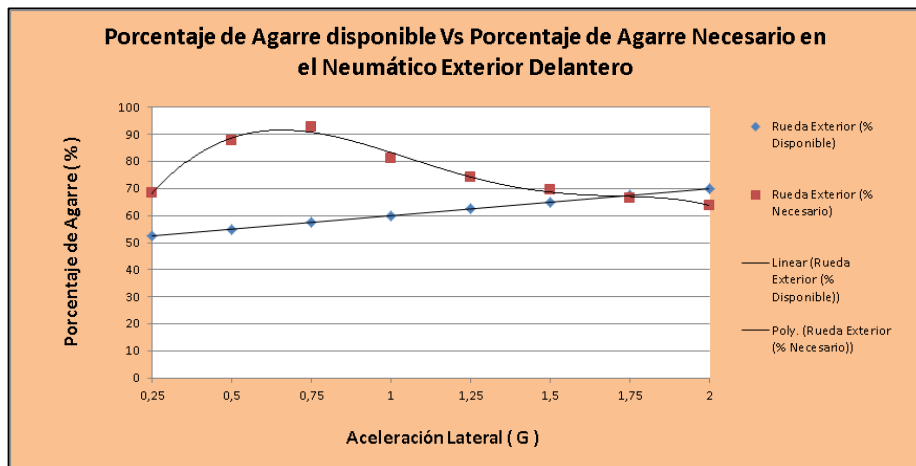
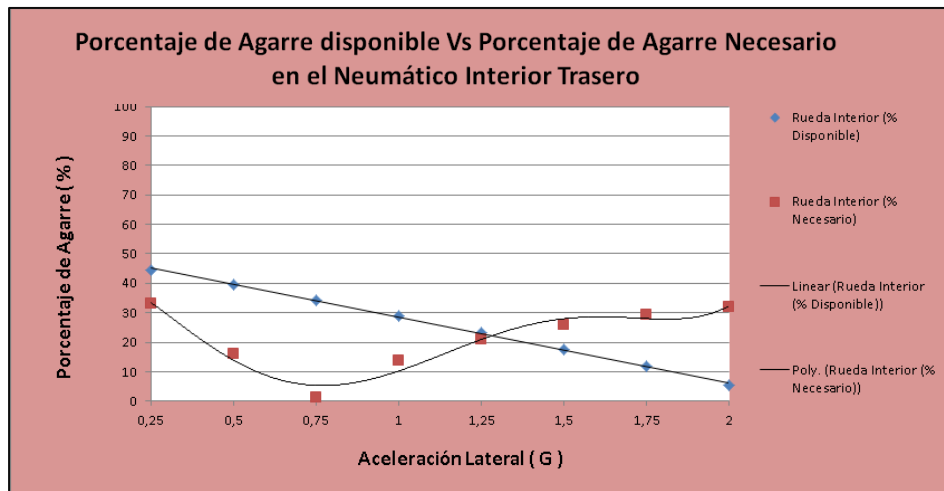
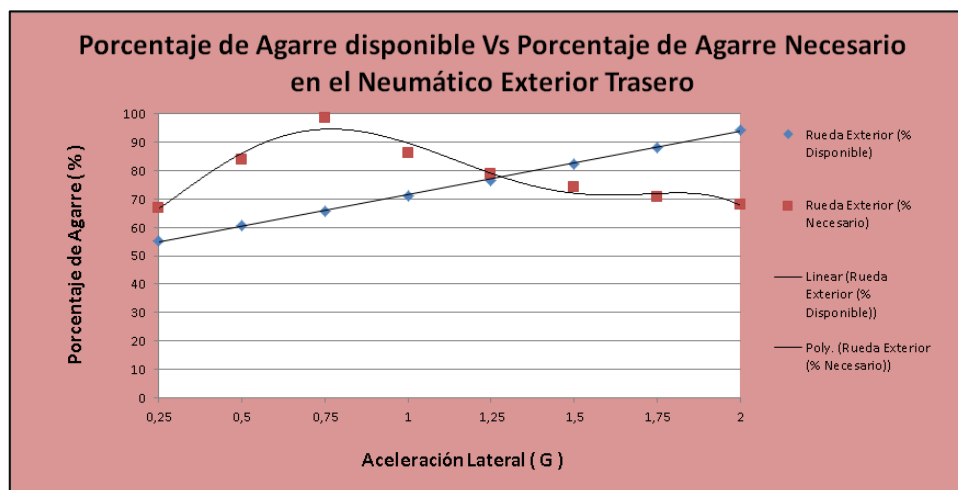


FIGURA 7.67: AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR DELANTERO

- Tren Trasero:



**FIGURA 7.68:** AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO INTERIOR TRASERO



**FIGURA 7.69:** AGARRE DISPONIBLE (%) VS AGARRE NECESARIO (%) EN NEUMÁTICO EXTERIOR TRASERO

**Conclusiones:**

Como vimos en el capítulo cuatro, nuestros neumáticos eran capaces de aportarnos agarre necesario. Agarre el cual no se veía agotado en nuestras pruebas hasta llegar a 1,75G de aceleración lateral. Sin embargo, el mal reparto de las necesidades de agarre entre las ruedas interior y exterior de cada eje nos hacía deslizar mucho antes.

Este exceso de necesidades en la ruedas exteriores que plantea la situación de deslizamiento cuando aun no debería producirse, es debido a un excesivo balanceo del vehículo, lo cual distribuye de mal manera las necesidades de adherencia, haciendo que el neumático exterior se vea sobrecargado.

Es por ello por lo que hemos planteado dos escenarios. Uno donde doblamos la rigidez de los muelles, y un segundo en el que la triplicamos.

Del primer ensayo se puede obtener resultados bastante satisfactorios, ya que podemos ver como ese deslizamiento prematuro causado por un mal reparto entre las ruedas de un mismo eje se ve mitigado. Tanto en el eje trasero como en el delantero. Esto nos ayuda a utilizar mucho mejor el agarre que es capaz de ofrecernos el neumático y nos permite pasos por curva a velocidad constante donde la aceleración lateral llegue a superar incluso los 1,5G.

Por otro lado, si dirigimos nuestra atención al segundo ensayo, donde la dureza de los muelles se ha visto triplicada, podemos concluir que ésta ha sido aumentada excesivamente.

Esto se ve presente en la distribución de las fuerzas de rozamiento laterales. Las cuales, en la primera situación que analizábamos (situación real del vehículo) veíamos como iban a parar en una cantidad excesiva a la rueda exterior a causa de unos niveles de balanceo del vehículo demasiado elevados.

Ahora vemos como sucede lo contrario, necesitándose un agarre excesivo en la rueda interior (siendo esta rueda la que dispone de menos adherencia) y deslizando prematuramente, por lo que aunque cuantitativamente no hayamos superado todo el agarre disponible con el que contamos en cada eje, un mal aprovechamiento nos lleva al deslizamiento.

Una vez hemos preparado dinámicamente el vehículo para afrontar un paso por curva lo suficientemente rápido como queremos sin que deslice, podremos calcular el comportamiento del chasis en este momento.

Nos centramos en el primer aumento de dureza, donde la configuración para amortiguadores traseros y delanteros nos hace posible superar una curva a una mayor velocidad.

Teniendo en cuenta que el primer ensayo será la situación deseada, de él será de donde podamos extraer el valor límite de aceleración que será utilizado en el cálculo del comportamiento del chasis durante esta prueba.

En este ensayo, podemos ver como el agarre disponible se agota por primera vez en el tren trasero, es decir, podemos caracterizar el comportamiento del vehículo como sobrevirador, y también vemos como nuestro vehículo supera sin deslizar hasta un máximo que va un poco mas allá de 1,5G.

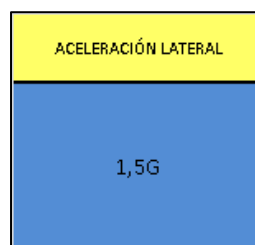
Contando con que este es un nivel de aceleración lateral suficientemente ilustrativo para el cálculo, adoptaremos este nivel de tensión para el cálculo en Ansys que sigue a continuación.

### 7.3.-RESULTADOS DE LA NUEVA CONFIGURACIÓN PARA PASO POR CURVA.



**FIGURA 7.70:** CHASIS MÁS RÍGIDOS Y SUSPENSIONES MÁS DURAS MEJORAN EL PASO POR CURVA DE UN VEHÍCULO

Tras las pruebas que hemos realizado, ha quedado definida en 1,5G la aceleración para la cual se efectuará nuestro cálculo en Ansys.



**FIGURA 7.71:** LÍMITE DE AGARRE EN PASO POR CURVA

Comprobamos previamente algo que ya vimos antes, que ninguna de nuestras ruedas deslice bajo este estado de cargas, y procedemos a observar los resultados obtenidos tanto en lo que respecta al nivel de tensión equivalente de Von Mises alcanzado a lo largo del chasis como en lo referido a desplazamientos verticales sufridos por nuestro vehículo.

	TREN DELANTERO		TREN TRASERO		Tren Delantero :		Tren Trasero :	
	RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR	RUEDA EXTERIOR	RUEDA INTERIOR				
FUERZA NORMAL	1302	603,99	1343,1	310,13				
FUERZA ROZAMIENTO	1919,6	654,52	2248,8	516,03	Fr necesaria en Tren Delantero (N) :		Fr necesaria en Tren Trasero (N) :	
REPARTO FUERZA ROZAMIENTO	75%	25%	81,34%	18,66%	% Necesario Tren Delantero :		% Necesario Tren Trasero :	
FUERZA ROZAMIENTO REAL (Máx.)	2048,493888	1004,247698	2352,475242	602,5797003	Fr Máx. disponible en Tren Delantero (N) :		Fr Máx. disponible en Tren Trasero (N) :	
REPARTO FUERZA ROZAMIENTO REAL	67%	33%	75,61%	20,39%	% Máx disponible Tren Delantero :		% Máx disponible Tren Trasero :	

**Tabla 7.12:** Distribución de agarre en cálculo de paso por curva (1.5G)

### Nivel de tensión equivalente de von mises:

La pequeña diferencia que existe entre los esfuerzos alcanzados en el anterior cálculo que se hizo en Ansys para esta prueba, solo que a un nivel de aceleración lateral seis veces menor, demuestra que los cambios introducidos se han traducido en una mejora del reparto de dichos esfuerzos.

No podemos olvidar que en un primer instante la rigidez a torsión del eje delantero superaba los resultados del chasis en esta prueba, lo que hacía que trabajase éste en lugar de la suspensión, cuando se provoca una aceleración lateral sobre el vehículo.

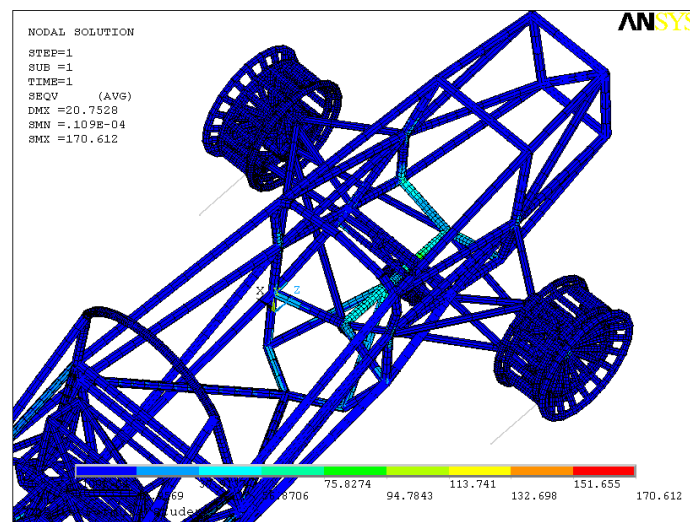


FIGURA 7.72: NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN LA ZONA DELANTERA

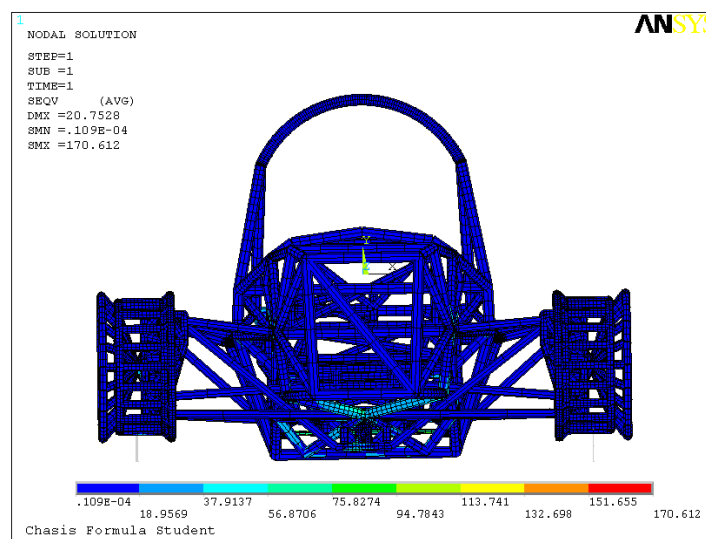


FIGURA 7.73: VISTA FRONTAL DEL NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES

Analizando el nivel de tensión, podemos ver como en esta prueba no es la estructura del chasis en sí la que se ve afectada por un nivel de tensión más elevado, sino que este nivel haya localizado en la barra estabilizadora trasera.

Si dirigimos nuestra mirada al chasis, las tensiones se concentrarán en mayor medida en la quilla del monoplaza, lugar donde viene conectado el mecanismo de suspensión delantero. Es allí donde se produce una mayor sollicitación en nuestra estructura, alcanzándose 113,741 MPa en esta zona.

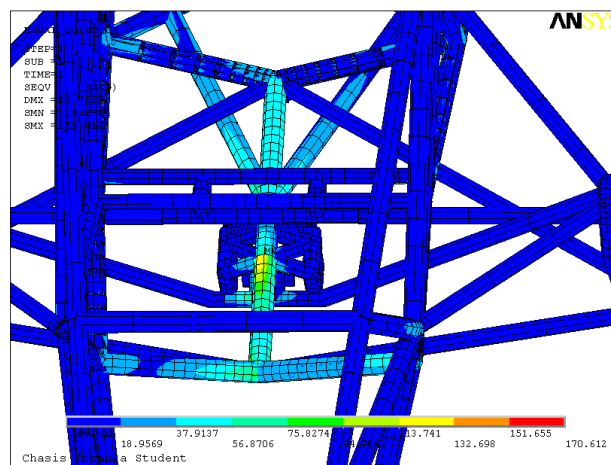


FIGURA 7.74: DETALLE DEL NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN LA ZONA DELANTERA

Será la barra estabilizadora del eje trasero la que alcance los mayores valores de tensión en esta prueba, llegando esta tensión hasta los 170,612 MPa.

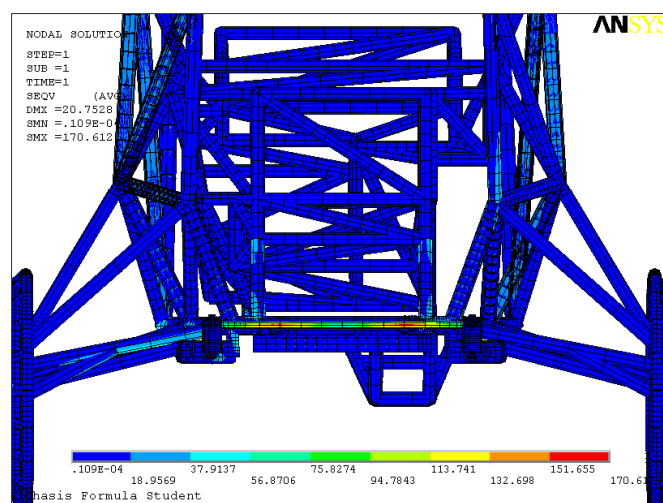
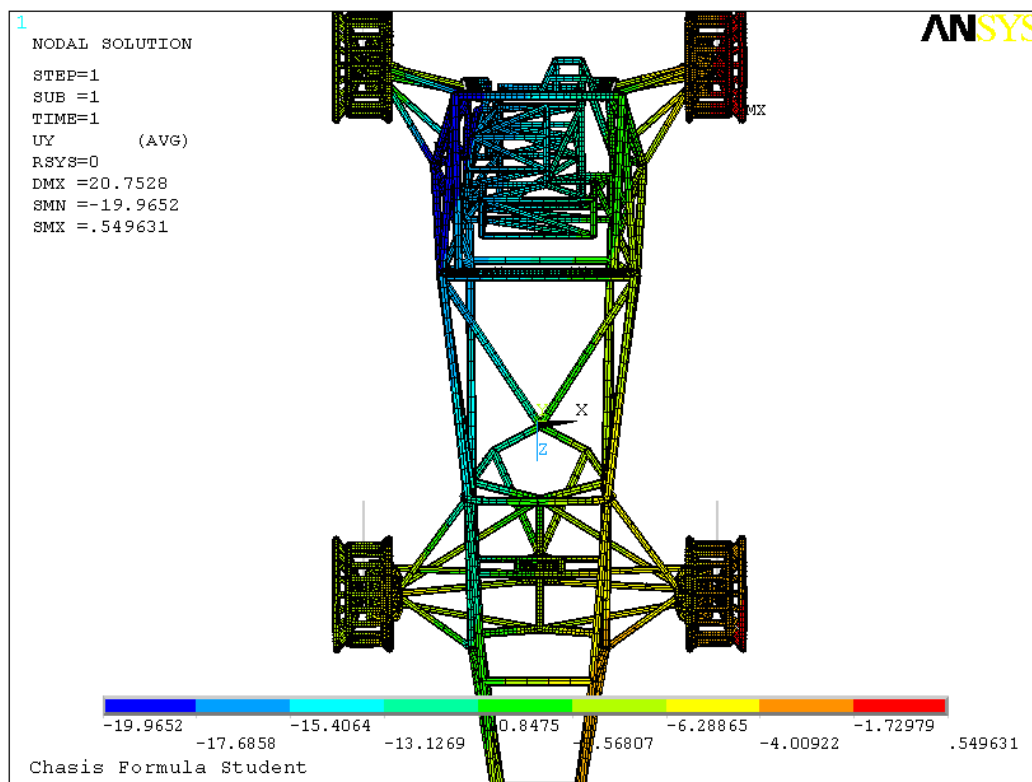


FIGURA 7.75: DETALLE DEL NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN LA ESTABILIZADORA TRASERA

### Desplazamientos en sentido lateral del vehículo:

De la imagen que sigue a continuación, donde se representan desde una vista cenital los desplazamientos verticales del vehículo, se puede extraer mucha información.

Por un lado podemos ver cómo han cambiado los desplazamientos de la zona trasera. Si dirigimos nuestra mirada a la zona donde mayor desplazamiento vertical se produce, coloreada en azul en este mapa, podemos observar como esta zona no se extiende mas allá del plano vertical que dividiría nuestro vehículo en dos partes simétricamente. Esto nos indica que ha dejado de producirse esa excesiva transferencia de fuerzas de rozamiento que antes nos llevaba al deslizamiento.

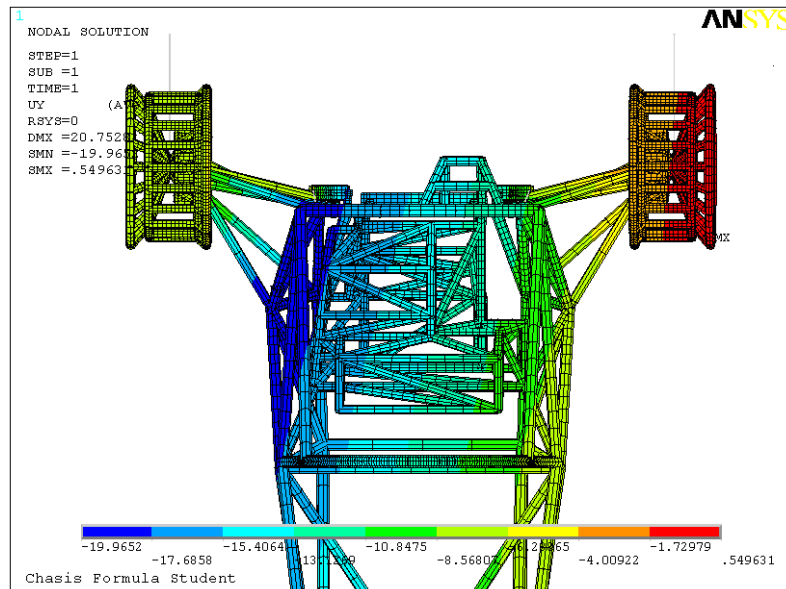


**FIGURA 7.76:** DESPLAZAMIENTOS NODALES EN SENTIDO VERTICAL DURANTE LA PRUEBA DE PASO POR CURVA

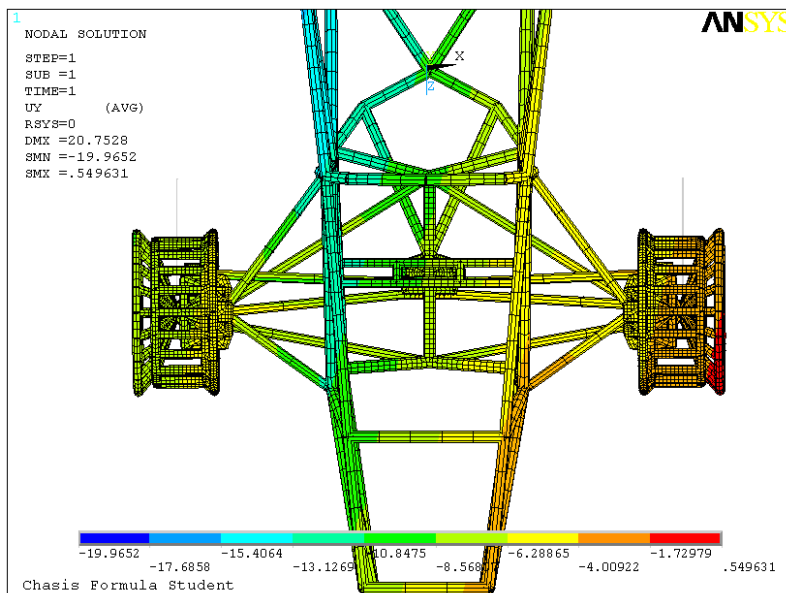
Podemos hablar también de lo que se produce en la parte delantera. Ahora vemos como si se produce una diferencia entre el desplazamiento que se produce en la parte izquierda y el obtenido para la parte derecha. Esto es fruto, principalmente, de haber bajado notablemente la resistencia al balanceo de este eje, lo que facilita un buen funcionamiento del mecanismo estabilizador delantero y evita que sea el chasis quien trabaje en lugar de la suspensión.



Aquello de lo que acabamos de hablar puede verse con mayor detalle a continuación, donde desglosamos la vista cenital anterior, a fin de observar más de cerca lo que ocurre en lo que a desplazamientos verticales se refiere.

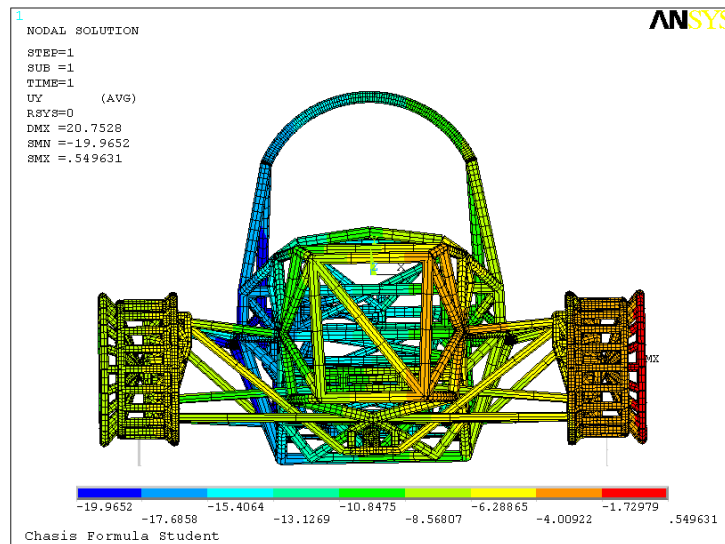


**FIGURA 7.77:** DETALLE TRASERO DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN SENTIDO VERTICAL DURANTE PASO POR CURVA

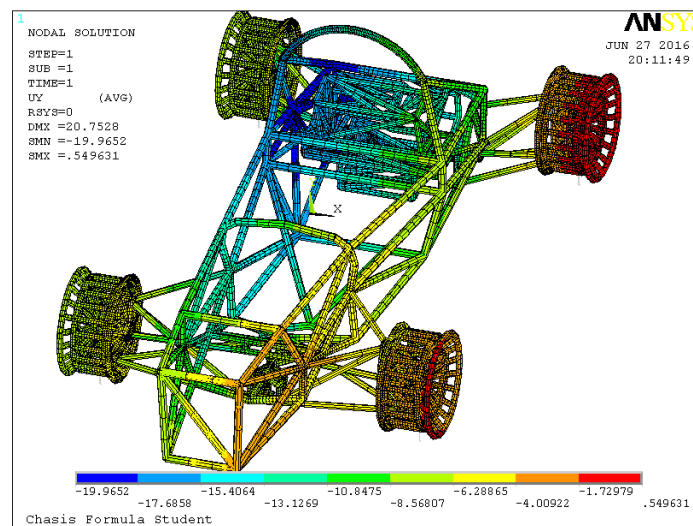


**FIGURA 7.78:** DETALLE DELANTERO DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN SENTIDO VERTICAL DURANTE PASO POR CURVA

A continuación se expondrán más vistas donde puede observarse esta mejora en la distribución de los desplazamientos verticales de nuestro vehículo.



**FIGURA 7.79:** VISTA FRONTAL DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN SENTIDO VERTICAL DURANTE PASO POR CURVA



**FIGURA 7.80:** VISTA GLOBLA DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN SENTIDO VERTICAL DURANTE PASO POR CURVA

En las vistas laterales, tanto tanto desde el punto de vista interior de la curva como desde la parte exterior a esta, se pueden apreciar las diferencia que se producen en el desplazamiento vertical de cada rueda, siendo la interior trasera aquella que menos baja.

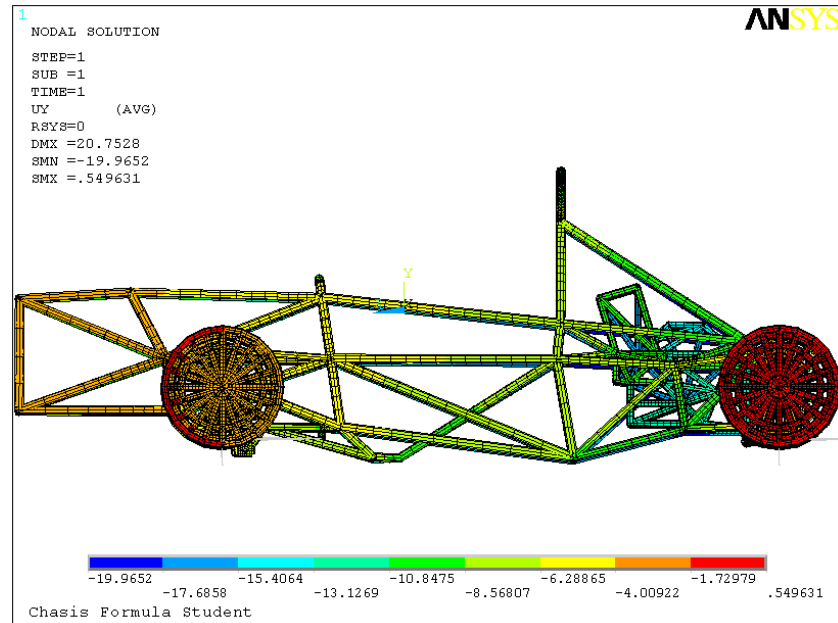


FIGURA 7.81: VISTA INTERIOR DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN SENTIDO VERTICAL DURANTE PASO POR CURVA

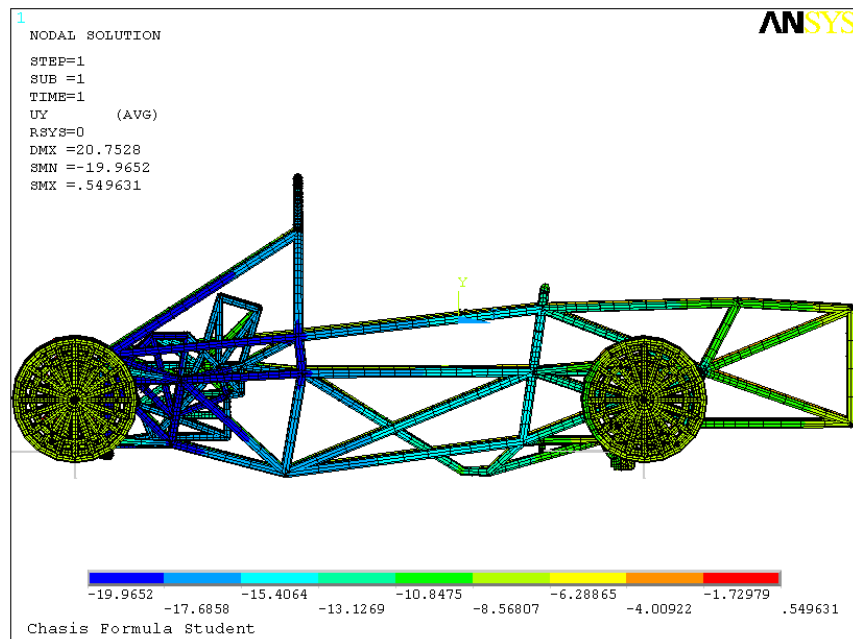


FIGURA 7.82: VISTA EXTERIOR DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES EN SENTIDO VERTICAL DURANTE PASO POR CURVA

## 7.4.-ANÁLISIS GENERAL DE RESULTADOS Y ESTUDIO DE FUTURAS MEJORAS.

Nuestra estructura, una estructura tubular espacial, al igual que el resto de estructuras de este tipo, trabajan dando los mejores resultados cuando todos los esfuerzos que se producen en ellas sean esfuerzos axiales, es decir, fuerzas producidas en la dirección de del eje de sus componentes, siendo estas de tracción o compresión según el caso.

Son estructuras muy resistentes bajo este tipo de cargas, sin embargo, se ha de procurar predecir en lo máximo posible la aparición de momentos flectores, tanto a mitad de barra como en los nudos o uniones de barras.

Para conseguir esto, se ha de conseguir una buena transmisión de las cargas a través de ésta ya en la fase de diseño, procurando crear nudos en aquellos puntos del chasis en el que están conectados todos aquellos elementos que transmiten las cargas del movimiento a la estructura de nuestro monoplaza.

Como se ha visto con anterioridad al realizar los correspondientes análisis planteados, hay una parte en especial de nuestro chasis que se ve sometida a una mayores tensiones , y esta es la zona donde se ve posicionada el mecanismo de suspensión delantera.

Una suspensión con un diseño particular es la causa. Contamos con un único amortiguador dispuesto longitudinalmente en la base del vehículo.

Un diseño que nos ayuda a bajar la altura del centro de gravedad del coche, lo que ayuda gratamente a la respuesta del vehículo. Sin embargo, y aunque se intenta evitar en lo máximo posible, en la transmisión de los esfuerzos al chasis en esta parte se producen momentos flectores que no son canalizados y transformados en esfuerzos axiales.

Como adelantábamos antes, las estructuras tubulares espaciales son especialmente sensibles a este tipo de solicitaciones. A pesar de ello, gracias a que esta parte ha sido correspondientemente arriostrada para limitar las longitudes de pandeo y para aumentar su resistencia, podemos decir que nuestro chasis no fallará a fatiga bajo el tipo de cargas a las que se ha visto sometido en el análisis que abarca este proyecto ,sobre condiciones idóneas.

Y decimos bajo condiciones idóneas ya que no se han tenido en cuenta algunos factores que pueden aumentar súbitamente las tensiones ejercidas sobre el chasis en alguno de estos momentos, tales como un asfalto ondulado en la zona de frenada o el paso sobre un piano con una de las ruedas interiores a mitad de curva.

No obstante, del análisis realizado podemos extraer claras conclusiones sobre cuáles son las partes del chasis que mas sufren y dónde existen concentraciones de tensiones, siendo éstas la zona de sujección del mecanismo de suspensión delantera del que hablábamos antes y el triángulo inferior trasero, sobre el que ya se habló con anterioridad.

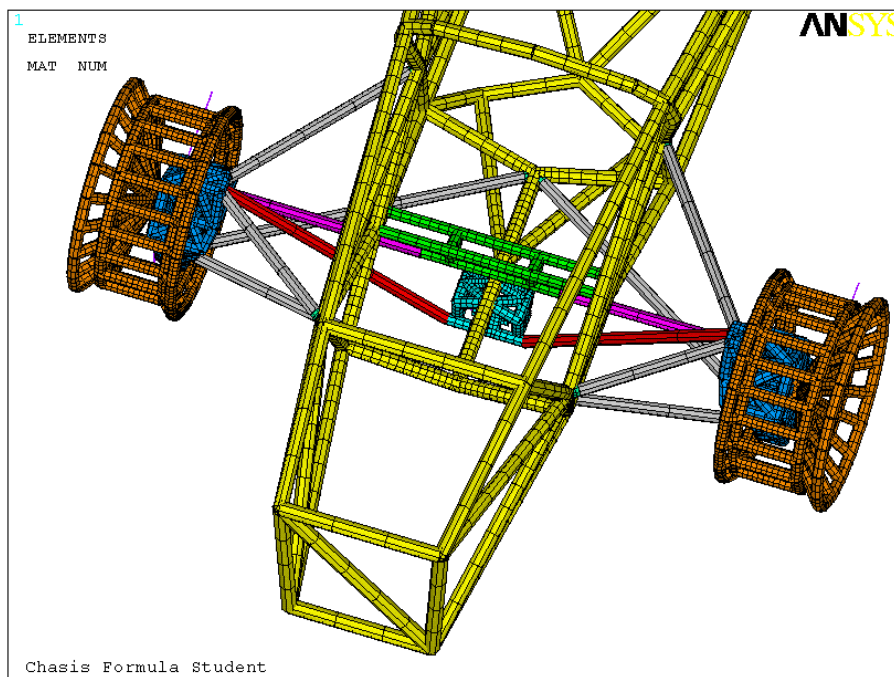
En ellas centraremos nuestra mirada en esta sección. Vamos a intentar reducir el nivel de tensión equivalente que se produce en estas zonas mediante la introducción de pequeños cambios o mejoras que hagan posible una mejor transmisión de los esfuerzos a lo largo del chasis.

Esto nos ayudará además a una mejor visualización del estado tensional del resto del chasis, ya que al reducir las tensiones de las zonas más cargadas, cabe la posibilidad de observar con más claridad aquellas donde el esfuerzo sea menor.

### **Mejora introducida en la parte delantera:**

En la parte delantera de nuestro chasis, colocaremos dos barras más. Ambas, de 25 m.m. de diámetro y 1.5 m.m. de espesor, serán colocadas en el extremo delantero de la quilla, a fin de comunicar esta parte con la costilla delantera de nuestro chasis con el fin de conseguir una mejor transmisión de esfuerzos en esta parte. Como hemos visto anteriormente, es la quilla uno de los elementos que mayor nivel de tensión recibe de todo nuestro chasis.

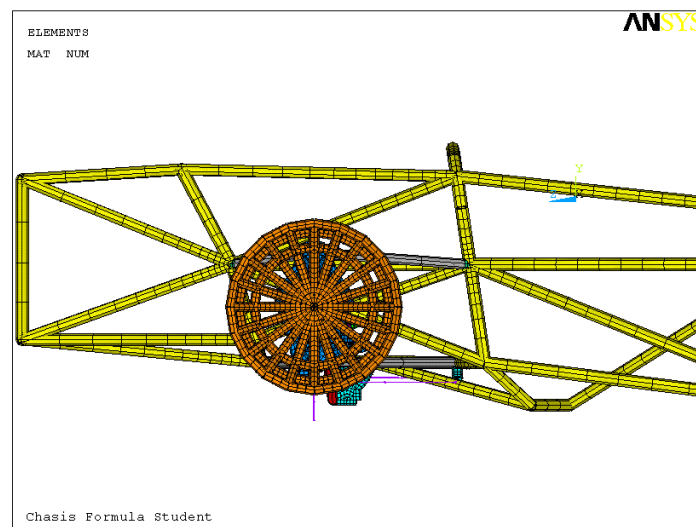
- Modelo actual:



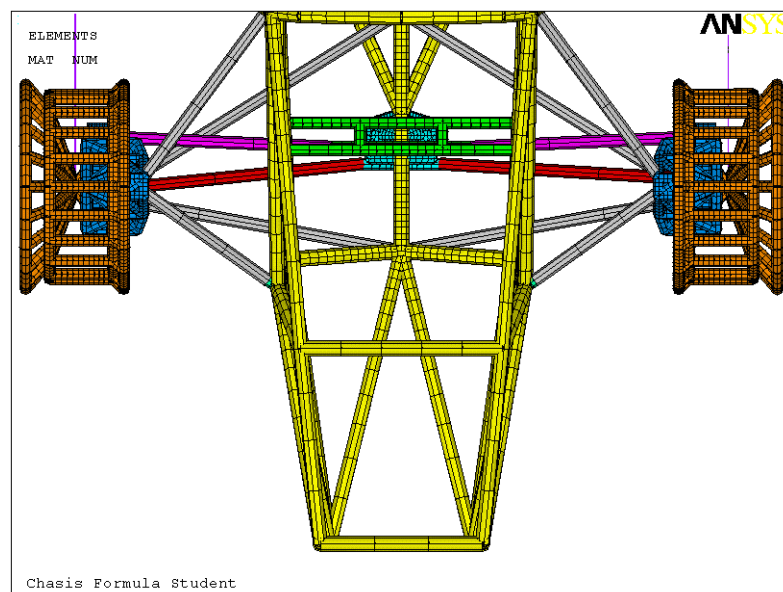
**FIGURA 7.83:** VISTA DE LA PARTE DELANTERA SEGÚN EL DISEÑO ACTUAL

- Cambios introducidos:

Desde una posición lateral y quizás de mejor forma desde la vista cenital de la parte delantera, podemos apreciar los nuevos elementos introducidos. El posterior cálculo en Ansys nos ayudará a establecer comparativamente con la situación tensional actual si estos cambios producen una mejora y cómo de significativa es ésta en función de la prueba a la que se vea sometido nuestro vehículo.



**FIGURA 7.84:** VISTA LATERAL DEL CAMBIO INTRODUCIDO



**FIGURA 7.85:** VISTA CENITAL DE LOS CAMBIOS INTRODUCIDOS EN LA PARTE DELANTERA.

### Mejora introducida en la parte trasera:

Pudimos observar en análisis realizados con anterioridad en este mismo proyecto, cómo el triángulo inferior izquierdo sufría demasiado. Esto era a consecuencia de su diseño.

Vamos a intentar reducir los esfuerzos que en él se concentran, mediante un cambio de su disposición, ligando este brazo extra que se encuentra en la suspensión trasera para impedir el giro, directamente al chasis mediante una rótula, al igual que el resto de brazos.

- Modelo actual:

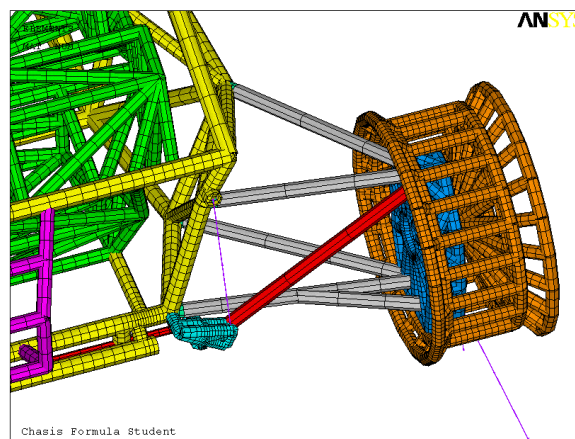


FIGURA 7.86: VISTA TRASERA DE LA CONFIGUTACIÓN DE TRIÁNGULOS ACTUAL

- Cambios introducidos:

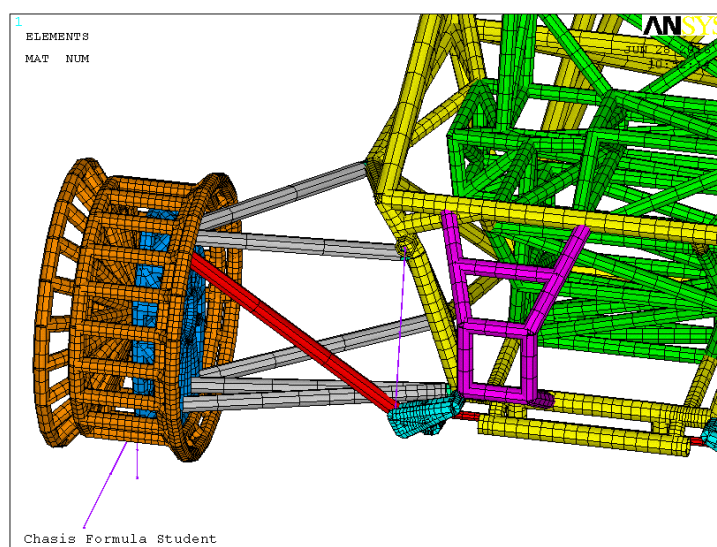


FIGURA 7.87: VISTA TRASERA DE LOS CAMBIOS INTRODUCIDOS



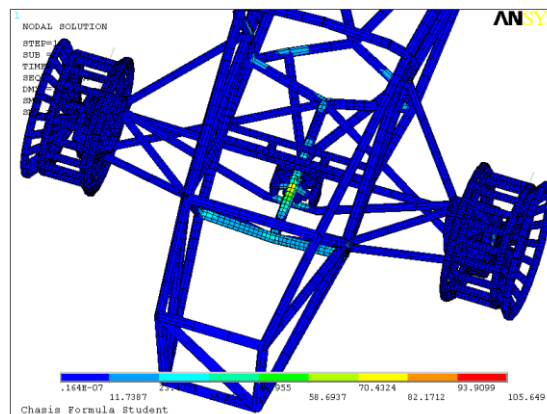
Calculamos para conocer que tipo de cambios, positivos o no, introducen las modificaciones realizadas.

### **Prueba de aceleración.**

En primer lugar analizaremos la repercusión de los cambios introducidos durante el transcurso de la prueba de aceleración.

#### **Zona delantera:**

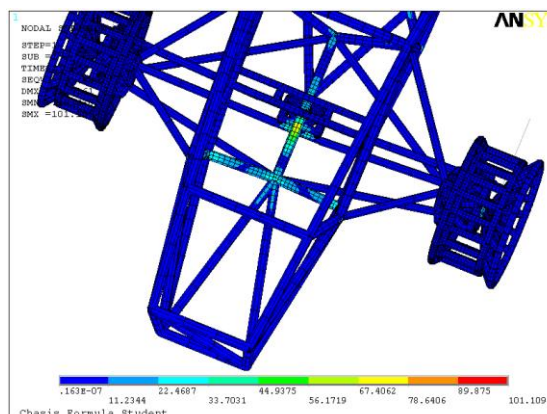
- Modelo actual:



**FIGURA 7.88:** NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN LA ZONA DELANTERA (ACTUAL)

- Estudio de mejoras:

En una situación de aceleración, en la siguiente imagen podemos ver como los cambios introducidos suponen una mejor distribución de esfuerzos, transmitiéndose parte de estos a través de las nuevas barras introducidas.

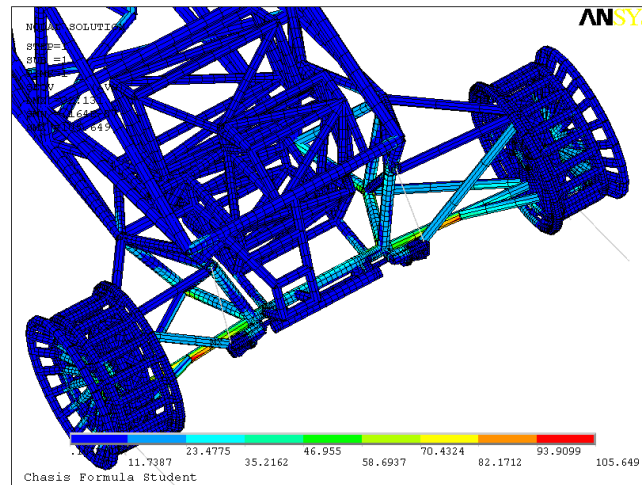


**FIGURA 7.89:** NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN LA ZONA DELANTERA (MODIFICADO)



**Zona trasera:**

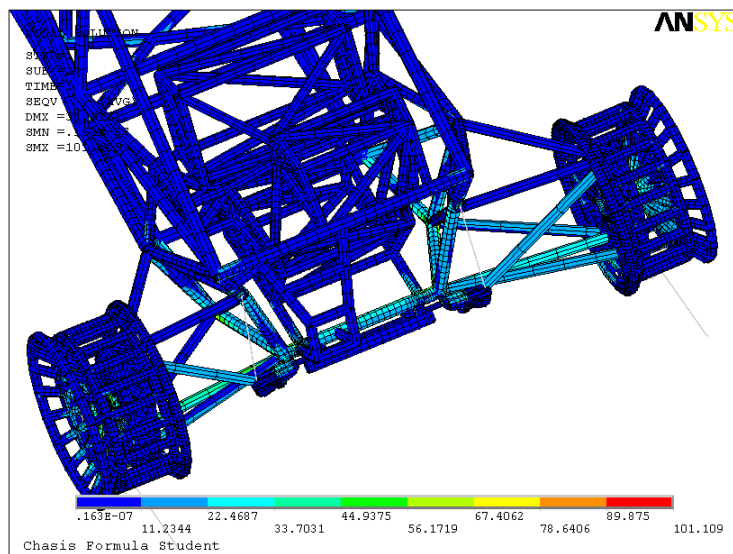
- Modelo actual:



**FIGURA 7.90:** NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN LA ZONA TRASERA (ACTUAL)

- Estudio de mejoras:

Por otro lado, apuntando ahora a la parte trasera, comprobamos que el cambio de diseño ha sido efectivo, rebajándose drásticamente el nivel de tensión que se producía en el triángulo modificado.



**FIGURA 7.91:** NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN LA ZONA TRASERA (MODIFICADO)

### Prueba de frenada.

Pasamos a continuación a observar que sucede durante la frenada.

#### Zona delantera:

- Modelo actual:

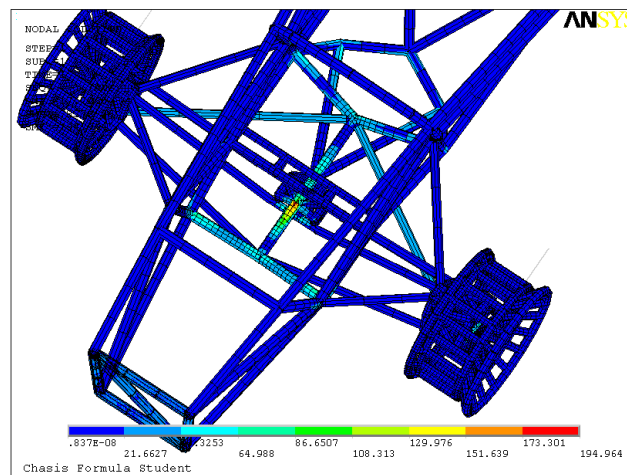


FIGURA 7.92: NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN LA ZONA DELANTERA (ACTUAL)

- Estudio de mejoras:

La zona delantera, en concreto la quilla, sigue siendo la zona más solicitada en este ensayo. Sin embargo, observamos una notable mejora en los resultados, bajando el pico de tensión equivalente de Von Mises máximo, de 194.964 MPa hasta los 178.575 MPa.

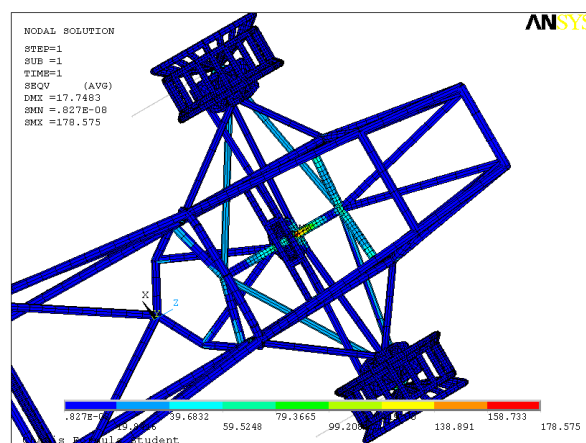
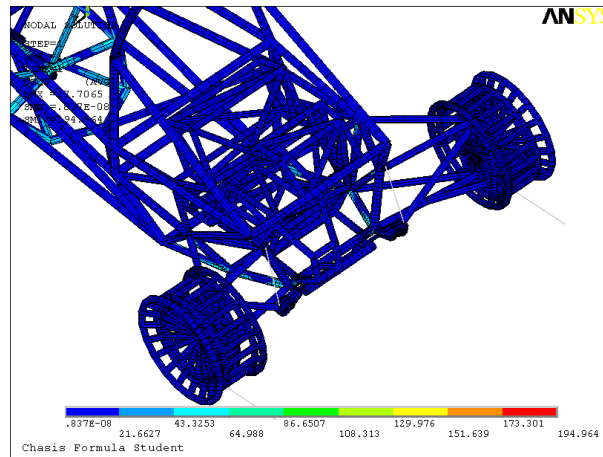


FIGURA 7.93: NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN LA ZONA DELANTERA (MODIFICADO)

**Zona trasera:**

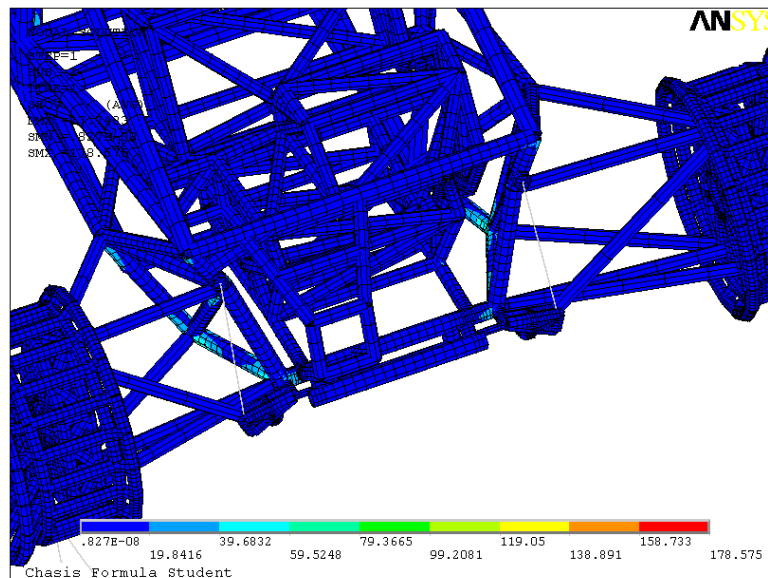
- Modelo actual:



**FIGURA 7.94:** NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN LA ZONA TRASERA (ACTUAL)

- Estudio de mejoras:

Para esta prueba no se aprecian apenas cambios en la parte trasera, siendo ésta una parte poco solicitada durante este tipo de ensayo.



**FIGURA 7.95:** NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN LA ZONA TRASERA (MODIFICADO)

**Prueba de paso por curva:**

Esta prueba quizás sea la mas comprometida. Veamos cómo trabajan las modificaciones realizadas.

**Zona delantera:**

- Modelo actual:

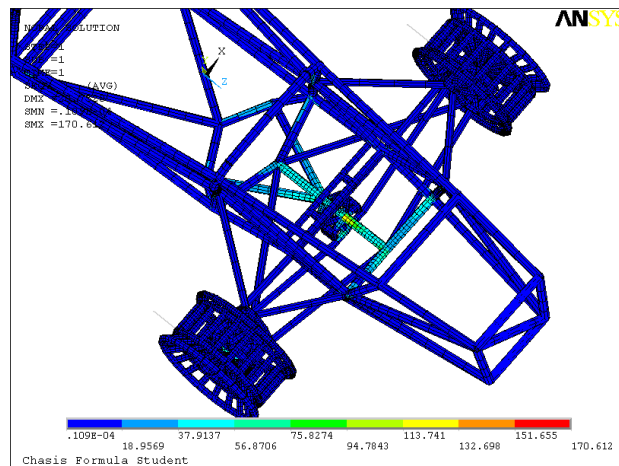


FIGURA 7.96: NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN LA ZONA DELANTERA (ACTUAL)

- Estudio de mejoras:

En la parte delantera, el nivel de tensión equivalente de Von Mises máximo se sigue produciendo en el mismo punto y a un nivel similar. No obstante, podemos observar como las barras introducidas trabajan mejorando la distribución de los esfuerzos que se producen en esta zona del vehículo durante el paso por curva.

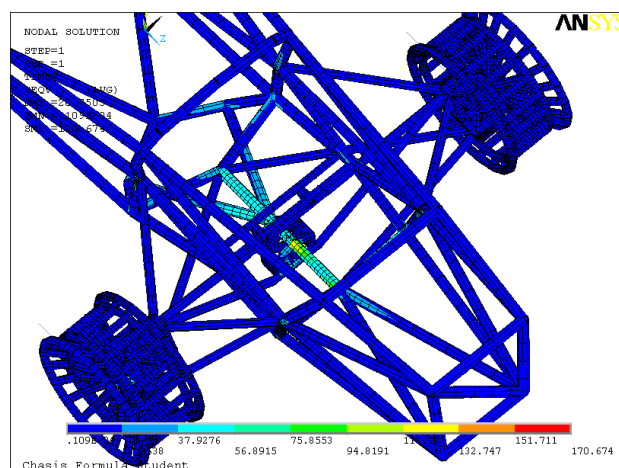
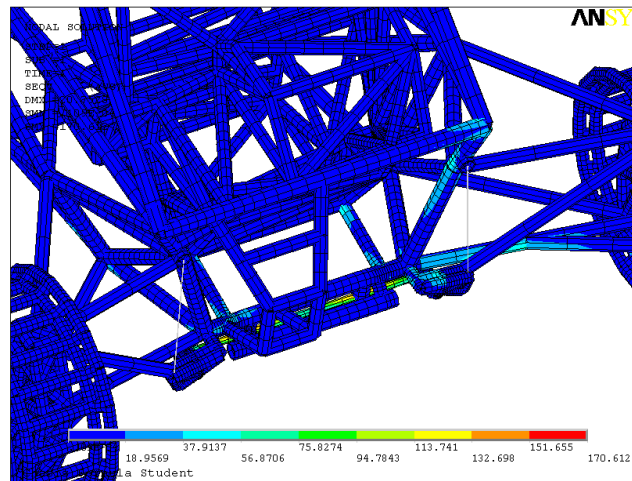


FIGURA 7.97: NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN LA ZONA DELANTERA (MODIFICADO)

**Zona trasera:**

La zona más solicitada del vehículo en este ensayo sigue siendo la barra estabilizadora trasera. En ella, incluso podemos observar que la tensión que se produce ha aumentado ligeramente, probablemente por el aumento de peso introducido.

- Modelo actual:

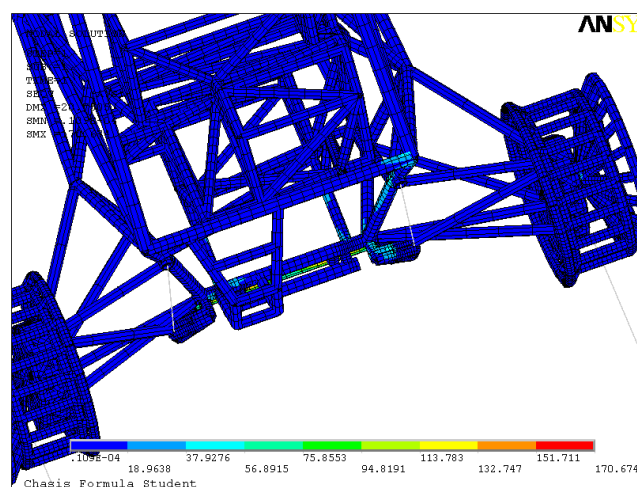


**FIGURA 7.98:** NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN LA ZONA TRASERA (ACTUAL)

- Estudio de mejoras:

Pese a que a diferencia de lo ocurrido en el resto de pruebas, aquí no hemos conseguido disminuir el pico de tensión máxima que se produce, si que podemos observar como sí son relajadas las tensiones existentes en los triángulos inferiores traseros.

En concreto, para esta prueba, las que afectan al triángulo derecho, que en este caso es el que se encuentra uniendo la rueda exterior a la curva.



**FIGURA 7.99:** NIVEL DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES EN LA ZONA TRASERA (MODIFICADO)

## CONCLUSIONES.

En este proyecto, hemos podido calcular nuestro chasis en aquellas situaciones más desfavorables de la forma más próxima a la realidad. Hemos sido conscientes de la importancia del comportamiento del vehículo para un correcto trabajo de nuestra estructura. Y es que, no necesitamos una gran resistencia, lo cual conlleva un gran peso, si después en el asfalto nuestro vehículo no lo puede aprovechar.

Sin embargo, muchas ideas se han quedado sin poder llevar a cabo puesto que necesitarían un mayor tiempo de pruebas con el modelo, el cual, llevarlo a cabo, ha sido una de las partes más importantes de este proyecto y que más tiempo ha necesitado.

Ideas como un profundo estudio de optimización de este modelo, la inclusión de circunstancias no idóneas del asfalto durante el cálculo, o un avanzado estudio de los ángulos que toma nuestro neumático respecto de los ejes de referencia, un factor influyente en el comportamiento de nuestro vehículo, han sido, entre otras, algunas de esas ideas.

Pese a que nos hemos tenido que quedar aquí, podemos hablar de la utilidad del método de los elementos finitos para calcular una estructura compleja, aportándonos la posibilidad de realizar multitud de análisis que nos hacen llegar a un grado de entendimiento superior acerca del comportamiento de nuestra estructura frente a ciertos efectos. Y no solo de nuestra estructura, ya que gracias al estudio en Ansys también hemos podido conocer los límites de nuestro vehículo.

En nuestro caso, es evidente concluir además, que la facilidad de modificación que nos ha permitido la creación de una macro como medio de trabajo con Ansys nos ha permitido una rápida modificación de parámetros tales como la rigidez de los muelles, la presión de nuestros neumáticos o la sección de un perfil, de manera muy rápida y sin que afecte al resto del diseño.

Esto es algo muy útil para cambiar los reglajes de nuestro vehículo rápidamente y poder conocer mejor como este varía con cada parámetro, modificando su comportamiento de acuerdo a lo que necesitemos, y que además nos ayuda a ir conociendo nuestro prototipo de manera mucho más rápida y económica que mediante ensayos en pista.

El bajo coste que representa, el alto grado de exactitud que nos aporta a la hora de discernir si nuestra estructura es capaz de hacer frente a las solicitaciones que le son transmitidas, y la rapidez y amplio conocimiento que nos ofrece cada simulación realizada sobre el desempeño del vehículo, hacen del cálculo mediante el método de elementos finitos una figura esencial cuando lo que se desea es llevar al máximo exponente el rendimiento de nuestro diseño.

## BIBLIOGRAFÍA.

Apuntes de la asignatura “El método de los elementos finitos en ingeniería”. I.Industrial. Departamento de estructuras y construcción. Universidad Politécnica de Cartagena.

Reglamento de Fórmula SAE 2012.

William F. Milliken / Douglas L. Milliken, “Chassis design: principles and analysis”, SAE / Professional Engineering Publishing, 2002.

William F. Milliken / Douglas L. Milliken, “Race car vehicle dynamics”, SAE. 1995.

DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN CHASIS PARA UN PROTOTIPO DE FÓRMULA SAE. Arturo Calvo Rodríguez. ICAI – Universidad pontificia de comillas.

ANSYS. *ANSYS Help*. [[http: kxcad.net/ansys/ANSYS/ansyshelp/index.htm](http://kxcad.net/ansys/ANSYS/ansyshelp/index.htm)]